

**MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE NÚCLEOS DE
ALUMINIO PARA LA INDUSTRIA ARROCERA.**

JUAN DAVID PLAZA FERNANDEZ

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI
2013**

**MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE NÚCLEOS DE
ALUMINIO PARA LA INDUSTRIA ARROCERA**

JUAN DAVID PLAZA FERNANDEZ

**Pasantía para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
MAURICIO BARRERA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI
2013**

Nota de aceptación:

Aprobado por el Comité de Grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma de Occidente para optar al título de Ingeniero Mecánico

FABER CORREA
Jurado

CARLOS HERRAN
Jurado

Santiago de Cali, 30 de Mayo de 2013

CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	10
1. ANTECEDENTES	12
2. PROBLEMA DE INVESTIGACION	16
2.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	16
3. JUSTIFICACIÓN	17
4. OBJETIVOS	18
4.1 OBJETIVO GENERAL	18
4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
5. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL	19
5.1. MARCO TEORICO	19
5.1 FATIGA	21
5.2 ANÁLISIS DE FATIGA METODO CLASICO Y METODO DEL ELEMENTO FINITO	25
5.3 ESFUERZO CORTANTE EN MAQUINADO	27
6. ANÁLISIS DEL PROCESO PRODUCTIVO Y JUSTIFICACIÓN DE MEJORA	29
6.1 . REQUERIMIENTOS DE DISEÑO PARA EL SISTEMA AUTOMÁTICO	29
7. CONCEPTO DE DISEÑO	33
8. DISEÑO PARA LIMPIEZA	38

8.1. MECANISMO DE LIMPIEZA	42
8.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS PARA LA BARRA 1	46
8.3. CÁLCULO DE ESFUERZOS PARA LA BARRA 2.	50
9. DISEÑO DEL SISTEMA DEL PROCESO DE RECTIFICACIÓN	53
9.1. BLOQUE BASE	56
9.2. BLOQUE MEDIO	57
9.3. CUBO SUPERIOR	58
10. DISEÑO DEL EJE Y CÁLCULO DE ESFUERZOS	61
10.2.CONDICIONES PARA EL ANÁLISIS	61
10.2.CÁLCULO DE FUERZAS EN LA CORREA	63
10.3.DISEÑO TEÓRICO Vs. SIMULACIÓN.	72
11. 74	
12. CONCLUSIONES	75
BIBLIOGRAFIA	76

LISTA DE FIGURAS

Pág.

Figura 1.	Rectificación de rodillos	14
Figura 2.	Rodillos descascare de arroz núcleo de aluminio y recubiertos	14
Figura 3.	Vista frontal de la pieza	15
Figura 4.	Vista lateral del núcleo	16
Figura 5.	Vista en isométrico de la pieza	16
Figura 6.	Ejemplo de mecanismos equivalentes	23
Figura 7.	Viga en cantiléver bajo la acción de un esfuerzo fluctuante.	25
Figura 8.	Condición de carga y distribución de esfuerzos normales para una sección muy cerca al empotramiento.	26
Figura 9.	Comportamiento de los esfuerzos en el punto de análisis.	26
Figura 10.	Representación gráfica de los esfuerzos alternos y los esfuerzos medios.	27
Figura 11.	Diagramas de fuerza cortante y momento flector para el eje de análisis.	28
Figura 12.	Comportamientos de los esfuerzos en un eje que rota.	29
Figura 13.	Tanque cilíndrico modelado con métodos finitos.	31
Figura 14.	Corte ortogonal y fuerzas que actúan en el corte y (b) tal como se reduce a dos dimensiones en una vista lateral.	(a) 32
Figura 15.	Corte ortogonal y espesores especificados.	33
Figura 16.	Relación de datos porcentaje de eficiencia Vs. Meses	36
Figura 17.	Relación de datos porcentaje de eficiencia Vs. Meses	37
Figura 18.	Disposiciones de agarre de las dos piezas.	39
Figura 19.	Disposición del motor a la placa para tensionarse por su peso.	41
Figura 20.	Secciones con rebaba	42
Figura 21.	Medidas de los conos concéntricos	43
Figura 22.	Rodamientos de 25 mm de diámetro interior	44
Figura 23.	Sección del ensamble “siamés”	45

Figura 24.	Pantallazo de las condiciones de contacto entre elementos.	48
Figura 25.	Esquema de transición entre fuerza de contacto estático y fuerza de contacto dinámico	48
Figura 26.	Factor de seguridad (secuencia) y deformaciones (A) (mm)	50
Figura 27.	Mecanismo de limpieza (2 parte)	52
Figura 28.	Carro	53
Figura 29.	Detalle del carro deslizante en montaje	54
Figura 30.	Guía para mecanismos de limpieza	54
Figura 31.	Medidas de los componentes del mecanismo	55
Figura 32.	Segmento de secuencia dinámica de cálculo de esfuerzos mostrando el factor de seguridad (A) y la distribución de esfuerzos en la barra 1. (B)	55
Figura 33.	Medidas reasignadas a la barra1	57
Figura 34.	Segmento de secuencia dinámica de cálculo de esfuerzos mostrando el factor de seguridad (A) y la distribución de esfuerzos en la barra 1 (B) modificada	58
Figura 35.	Medidas iniciales de la barra 2	59
Figura 36.	Segmento de secuencia dinámica de cálculo de esfuerzos mostrando el factor de seguridad (A) y la distribución de esfuerzos en la barra 2. (B)	60
Figura 37.	Medidas reasignadas para la barra 2	61
Figura 38.	Segmento de secuencia dinámica de cálculo de esfuerzos mostrando el factor de seguridad y la distribución de esfuerzos en la barra 1 modificada	62
Figura 39.	Barra 2 analizada bajo el módulo de fatiga de SolidWorks	63
Figura 40.	Medidas de longitud del rodillo extruido	64
Figura 41.	Recorrido al mecanizar la pieza	64
Figura 42.	Ensamble de la guía, bloque base y cilindro hidráulico	66
Figura 43.	Plano de las medidas del bloque base	66
Figura 44.	Ubicación del bloque medio sobre el bloque base	69

Figura 45.	Longitudes del bloque medio	70
Figura 46.	Plano del cubo superior	71
Figura 47.	Diámetro 3/4" y longitud 32.51 cm	71
Figura 48.	Ubicación del bloque medio sobre el bloque base y desplazamiento de los cilindros.	72
Figura 49.	Diseño inicial del eje central, las tres cuñas tienen las mismas medidas.	73
Figura 50.	Aplicación de la fuerza y de la rotación en el sistema para el análisis del eje	74
Figura 51.	Dirección de rotación y ubicación espacial	75
Figura 52.	Diagrama de fuerzas	76
Figura 53.	Resultados primera simulación del eje	79
Figura 54.	Secciones del eje y medidas significativas	80
Figura 55.	Diagrama de cuerpo libre, fuerzas cortantes, momentos flectores y torque en el plano XY	80
Figura 56.	Diagrama de cuerpo libre, fuerzas cortantes, momentos flectores y torque	82
Figura 57.	Factor de superficie	83
Figura 58.	Eje modificado según el diámetro mínimo calculado	84
Figura 59.	Curva tensión Vs ciclos arrojada por SolidWorks según el comportamiento del material 4140 ASME	85
Figura 60.	Distribución del factor de seguridad en el eje	87
Figura 61.	Vista en isométrico del ensamble	88
Figura 62.	Vista en isométrico 2	89
Figura 63.	Vista lateral del ensamble	90
Figura 64.	Vista superior del ensamble	91
Figura 65.	Vista en isométrico 2	91
Figura 66.	Vista lateral del ensamble	91
Figura 67.	Vista superior del ensamble	92

LISTA DE CUADROS

Pág.

Cuadro 1. Record de datos recolectados de producción durante el último semestre de 2011	34
Cuadro 2. Representa el record de datos recolectados de producción durante el primer semestre de 2012	36
Cuadro 3. Muestra los tiempos de producción (minutos)	36
Cuadro 4. Propiedades mecánicas del aluminio	45
Cuadro 5. Propiedades de materiales aportadas por SolidWorks	45
Cuadro 6. Propiedades del acero 1045	56
Cuadro 7. Características de motor siemens	76

RESUMEN

El proyecto consiste en calcular y diseñar un sistema de limpieza e núcleos en aluminio, empresa Tecnika Saray S.A., dicha empresa se encarga inyectar aluminio y darle forma en rodillos de aluminio utilizados para descascarar arroz. Brindando el servicio a diferentes empresas de Colombia, actualmente el proceso no es eficiente por su extenso tiempo de mecanizado limpieza y tiempos perdidos, además se corre el riesgo de accidentes laborales, derivando altos costos económicos para la empresa, por esto se requiere un sistema automático que optimice el proceso y disminuya el riesgo de los trabajadores.

Durante la realización del diseño, se evaluó el proceso actual de mecanizado y limpieza, tales como tiempo, eficiencia, procedimiento, y personal que interviene en el proceso, volumen de la mercancía, condiciones críticas de trabajo.

Con la información recogida se hicieron los cálculos necesarios para el diseño del sistema automático, teniendo en cuenta la carga admisible de los rodillos, carga media a rotura de las piezas, potencia requerida en el motor eléctrico, eje motriz requerido y soporte de la estructura del sistema automático.

El objetivo principal del trabajo fue diseñar el sistema de mecanizado y limpieza de rodillos, pero cuando se terminó el diseño se planteó para implementarlo en uno de sus clientes teniendo como resultado una satisfacción positiva, lo cual requirió de algunos cambios al diseño original y mejorándolo para el perfecto funcionamiento del sistema.

Palabras Claves: Esfuerzo, Flecha, Piñón Loco, Tipo A, B, C, Inyección

INTRODUCCION

Hoy en día a nivel mundial se está gestando un modelo económico y dinámico el cual avanza en todos los sectores. En Colombia, se ha logrado observar un gran cambio en la industria metalmecánica, la cual enfrenta como uno de sus obstáculos la certificación de calidad que le permita competir en el mercado regional y nacional de acuerdo a las leyes de los Tratados de Libre Comercio, (TLC). Esto conlleva a transformaciones significativas en materia tecnológica, logística y operacional, a fin de que los procesos productivos sean eficientes, competitivos y aporten al desarrollo económico nacional.

Dentro de este sector existe un mercado específico denominado transformación de metales no ferrosos, como es el caso de las aleaciones de cobre y aluminio.

Con el propósito de crear una estrategia que genere impacto, innovación y competitividad en el sector industrial, se dará paso a una empresa ubicada al oriente de la ciudad de Santiago de Cali, llamada TECNICA-SARAY SA. La empresa tiene una trayectoria de 15 años en el mercado, se especializa en la inyección de aluminio y en el diseño de maquinaria para colada centrífuga y fundición en aleaciones no ferrosas, ésta ha distribuido sus diseños y servicios a nivel nacional.

Siendo así, la propuesta de pasantía consiste en dar apoyo como asistente de ingeniería a la empresa, en cuanto al mejoramiento de la inyección de aluminio para un cliente en particular. Para esto se necesita integrar conceptos de diseño mecánico, control, automatización, mecanismos, hidráulica y neumática a fin de crear un mejoramiento del proceso, procurando tener el mínimo margen de error en la fabricación e incrementando la rentabilidad del producto, así se optimizarán los tiempos de entrega, previniendo el deterioro en la salud del operario y mejorando la calidad del producto.

1. ANTECEDENTES

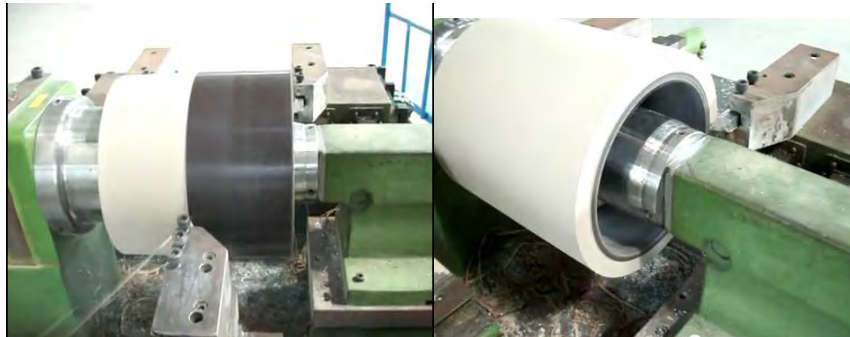
En la industria existen máquinas diseñadas con fines muy específicos donde el diseño depende del tipo de proceso de la empresa. TECNICA SARAY, necesita una máquina que limpie y mecanice un núcleo inyectado de aluminio, ya que es un pedido que hace un cliente periódicamente. El proceso de producción de arroz, incluye la extracción de la cáscara del grano, que pasa en medio de dos rodillos donde uno gira a mayor velocidad que el otro, de modo que el grano deslice en medio de la vaina separando los dos elementos (arroz y cascarilla).

La empresa a la cual le abastece los núcleos de aluminio se encarga de pintarlos y forrarlos con un polímero duro, a fin de que pueda haber sujeción entre el arroz y los rodillos. Una vez terminado este proceso los núcleos forrados se distribuyen a las arroceras para colocar en las máquinas limpiadoras de arroz. Estos tienen un ciclo de vida de 72 horas, lo que implica que la necesidad de surtir estas máquinas sea constante.

Optimizar el tiempo de producción de núcleos de aluminio se hace imperante. Al ser éste un modelo de negocio tan particular, (distribución de núcleos de aluminio), se necesita desarrollar un diseño muy específico para limpiar los núcleos.

En la figura 1, se puede observar la rectificación de los núcleos una vez recubierto de caucho, este es un procedimiento que realiza la empresa a la que le provee TECNICA SARAY.

Figura 1. Rectificación de rodillos





Fuente: Youtube.Com [en línea] [consultado 25/02/2013) Disponible en internet: <http://www.youtube.com/watch?v=MqaFAVvkd-Y>

Figura 2. Rodillos descascare de arroz núcleo de aluminio y recubiertos



Fuente www.grbiz.com [en línea] [consultado 25/02/2013) Disponible en internet.

La producción de núcleos de aluminio depende de la empresa en la que se fabrique. Hay empresas en la India, China, Corea y en Latinoamérica, donde la manufactura de un núcleo depende tanto del material (hay de polímero y aluminio), como del procedimiento particular de la empresa. Se entiende que las empresas se reservan los detalles de fabricación de sus productos y no hay un registro de la manera en que limpian los núcleos u otros problemas relacionados.

Los núcleos de aluminio inyectados que se manufacturan en TECNICA SARAY tienen rebabas en los bordes y medidas inexactas producto de la inyección. Debido a la necesidad de mejorar el procedimiento de limpieza y mejorar la calidad, la empresa ha optado por hacer una implementación tecnológica para mejorar su producto.

Figura 3. Vista frontal de la pieza

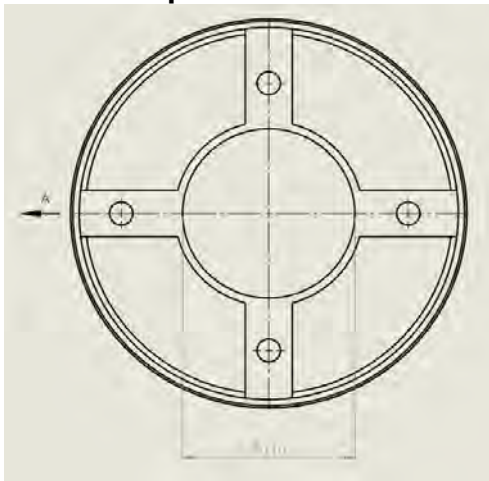


Figura 4. Vista lateral del núcleo

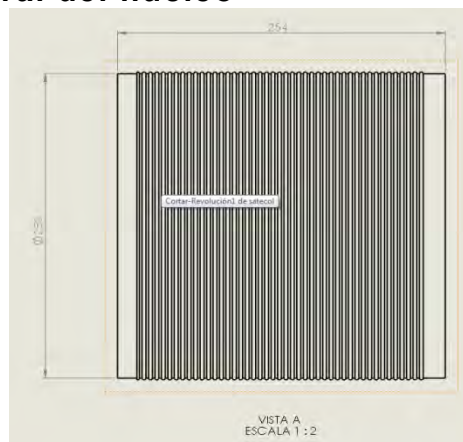


Figura 5. Vista en isométrico de la pieza



Previamente, la empresa ha tratado de utilizar correas de lija para limpiar la pieza en los bordes, pero se consume lija en exceso, incrementando los costos del producto y en ocasiones dejándolo sin las medidas correctas.

En cuanto al maquinado interno se optó por diseñar un sistema similar a un torno automático. En este caso este diseño solo podrá hacer movimientos repetitivos por medio de un sistema hidráulico, estos movimientos ya están establecidos por el recorrido que deben hacer los buriles al limpiar el núcleo.

Los buriles hacen su recorrido en un carrito montado sobre unas guías (colas de milano). Esta configuración geométrica hace que las fuerzas concurrentes en distintos sentidos, no afecten el desplazamiento lineal del mecanizado, tal como lo hace un torno, haciendo que la superficie interna del núcleo quede homogénea y paralela a un plano recto, características que requiere el cliente para trabajar con el núcleo.

2. PROBLEMA DE INVESTIGACION

2.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El nombre de la empresa es TECNICA-SARAY S.A. Dentro de sus actividades está proveer núcleos de aluminio a las empresas arroceras. El proceso de producción de núcleos consiste en inyección, limpieza de la pieza y mecanizado; las anteriores acciones se ejecutan manualmente asignando operarios a esta tarea, sin embargo esto ocasiona que:

Una vez terminado el proceso de inyección de piezas se limpian los bordes, ya que estos salen con rebabas y no permiten darle el diámetro preciso y el acabado necesario al producto. Las rebabas impiden que la pinza del torno sujete la pieza para ser rectificada en los diámetros interiores. El proceso de limpieza manual consiste en asignar los operarios disponibles para que con una lima comiencen a pulir los bordes del diámetro exterior del núcleo, haciendo que el acabado final sea extremadamente lento y al mismo tiempo perjudicial para la salud del operario, pues es un movimiento repetitivo y anti ergonómico.

Si la pieza no se limpia antes de ser ubicada en el torno, esta girará excéntricamente, ocasionando que vibre y dificultando su maquinado. Como resultado se obtienen medidas diferentes a las especificadas en el plano, lo que significa que en este paso las medidas dependan mucho de la pericia del mecánico, esto no es un procedimiento que asegura calidad en la producción de núcleos aumentando así el porcentaje de errores una vez terminada la pieza.

Los problemas mencionados anteriormente, se traducen en tiempos de entrega prolongados, excesiva mano de obra, problemas en los operarios que se asignan las tareas de limpieza y que las piezas no cuenten con las medidas especificadas por el cliente, lo que genera un aumento de desperdicios una vez terminado el producto.

Desde el punto de vista del Trabajo de Grado, la situación planteada es precisamente para diseñar un mecanismo que, sobre la base de una representación simplificada de los movimientos realizados por el operario al limpiar la pieza, lleve a cabo esta tarea de manera confiable (estable y predecible).

3. JUSTIFICACIÓN

El presente proyecto permite crear una iniciativa de innovación para la empresa de revisar y diseñar un nuevo proceso de limpieza y mecanizado automático que permita la minimización de tiempos, costos y esfuerzo físico.

- Crear el diseño de un sistema de limpieza y mecanizado automático permitirá:
- Prevención de futuras lesiones en el personal operativo en el proceso de limpieza.
- Disminución de tiempo en el proceso de entrega final del producto.
- Ahorro de recursos destinado a los procesos de limpieza y maquinado de la pieza.
- Mejorar el proceso la calidad del producto una vez llegue al proceso de torneado.

4. OBJETIVOS

4.1 OBJETIVO GENERAL

- Plantear una propuesta estructurada para mejorar el proceso de producción de núcleos de aluminio con el fin de disminuir el esfuerzo físico, los tiempos de producción y mejorar la calidad en el producto.

4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Hacer un estudio preliminar del estado actual del proyecto de producción de núcleos de aluminio y sus características dimensionales.

- Sintetizar mecanismos que desempeñen las actividades propuestas de limpieza interna y externa, realizar un modelo gráfico empleando CAD y un análisis como sistema de cuerpos rígidos, junto con una selección preliminar de materiales y acabados superficiales.

- Realizar un análisis mediante elementos finitos para rediseñar el sistema, haciendo los ajustes necesarios según lo requerido en una implementación real.

5. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL

5.1. MARCO TEORICO

El funcionamiento de la máquina consiste en dos procesos:

Limpieza externa de la pieza: Consiste en quitar la rebaba de la periferia una vez el núcleo sale de la inyección. El núcleo se coloca en medio de dos conicidades, una de las dos se aproxima a la pieza para fijarla, de tal manera que la fricción impida que se suelte una vez las mencionadas conicidades comience a girar.

Para limpiar los bordes externos se tienen dos buriles, los cuales se han configurado por medio de un mecanismo para que recorra una distancia mínima en un extremo, mientras que en el otro extremo recorre la misma distancia en sentido contrario. El recorrido se hace por medio de un cilindro hidráulico para mayor precisión.

Para limpiar el perfil interno, se coloca un buril que haga el recorrido del diámetro externo de la pieza que quite las rebabas las cuales son más gruesas que la de los extremos. Al igual que el anterior mecanismo, éste tiene un trazado guiado por una cola de milano que recorre longitudinalmente la pieza.

Limpieza interna de la pieza: La limpieza interna consiste en la rectificación del diámetro menor interno del núcleo y la rectificación de la superficie adyacente al diámetro menor interno. Su limpieza y mecanizado está pensada por la disposición de 3 bloques, colocados uno encima del otro para tres movimientos, los cuales están dirigidos por actuadores hidráulicos y hacen un recorrido determinado en una distancia definida en línea recta.

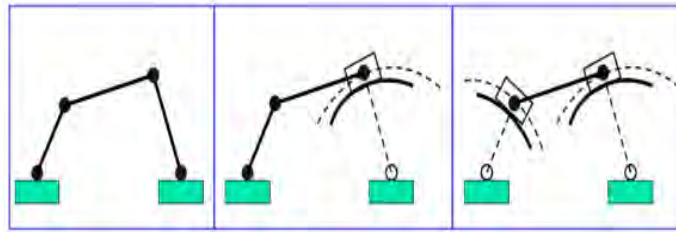
Se tendrá en cuenta también conceptos de mecanismos, para diseñar y/o modificar los elementos de enlace mecánico, en la síntesis gráfica de mecanismos.

Una de las formas más comunes de sintetizar mecanismos es introducir alteraciones en alguno ya existente o en la cadena cinemática origen. Estas variaciones pueden generarse introduciendo nuevos elementos (adición de diádas R o de rotación, diádas P o prismáticas, diádas H o helicoidales,...; agregar resortes, unir elementos

rígidos, etc.), por expansión de los pares cinemáticos originarios, degeneración de los elementos o pares iniciales o, simplemente, por inversión del mecanismo primitivo.

Un mecanismo, en una determinada posición, es cinemáticamente equivalente a otro, si posee las mismas características cinemáticas de velocidad y aceleración. Así, se produce expansión de los pares cinemáticos cuando estos conservan el movimiento relativo pero varían la forma (figura 6). Los mecanismos con pares expandidos son cinemáticamente equivalentes.¹

Figura 6. Ejemplo de mecanismos equivalentes



Fuente: TEORÍA DE MECANISMOS Departamento de Ingeniería Mecánica Universidad Carlos III de Madrid [en línea] [consultado 25/02/2013) Disponible en internet. <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/teoria-de-maquinas/practicas-1/p5.pdf>

“De forma sencilla se puede decir que una máquina está formada por 3 elementos principales:

- Elemento motriz: Dispositivo que introduce la fuerza o el movimiento en la máquina (motor, esfuerzo muscular, Etc.)
- Mecanismo: Dispositivo que traslada el movimiento del elemento motriz al elemento receptor.
- Elemento Receptor: Recibe el movimiento o la fuerza para realizar la función de la máquina (ruedas).

Para poder utilizar adecuadamente la energía proporcionada por el motor, las máquinas están formadas internamente por un conjunto de dispositivos llamados mecanismos, los mecanismos son partes de las máquinas encargadas de

¹ TEORÍA DE MAQUINAS [en línea]: Diseño mecánico. España: open course aware, 2011 [consultado el 8 de marzo de 2013]. Disponible en Internet: <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/teoria-de-maquinas/practicas-1/p5.pdf>

transmitir o transformar la energía recibida del elemento motriz (una fuerza en movimiento), para que pueda ser utilizada por los elementos.”²

A la luz de estos conceptos el sistema planteado contiene mecanismos transmisores de potencia, motor y otros elementos que ensamblados cumplen con el propósito de limpiar la pieza.

El concepto de diseño implica dos mecanismos que no pueden ser analizados por la ley de Grashof ya que incumplen con la condición de que al menos una articulación dé una revolución completa; sin embargo otros conceptos como par cinemático (la unión de dos miembros de un mecanismo) pueden ser involucrados dentro del proceso de diseño.

5.1 FATIGA

La fatiga es el proceso de degradación gradual de un componente a causa de las cargas cíclicas a que se somete. La propagación de grieta por fatiga se define como el crecimiento paulatino de la grieta en un componente estructural cuando están sometidos a tensiones fluctuantes, estas tensiones derivan en una fractura posterior de los componentes pasados un número determinado de ciclos de carga. Por lo general el nivel de cargas de fractura es menor que la resistencia a la tracción o aun menores que el límite elástico del material o las resistencias a carga estática del material.³

5.1.1 Carga fluctuante, esfuerzo fluctuante: Si se observa Figura 7 (a). La carga P es una función del tiempo. Esta carga fluctúa según se muestra en la Figura 7 (b) como una curva entre un valor máximo ($PM_{\text{máx.}}$) y un valor ($PM_{\text{mín.}}$).

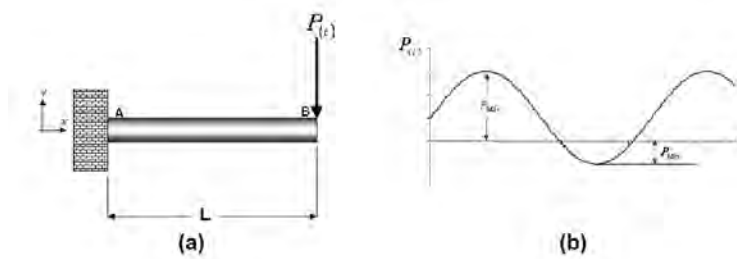
² DISEÑO DE MAQUINAS [en línea]: Ingeniería Mecánica. España: open Cursos cortos, 2013 [consultado el 10 de marzo de 2013]. Disponible en Internet:

1/p5.pdf http://www.educa.madrid.org/web/ies.atenea.sansebastian/departamentos/tecnologia/contenido/1_eso/maquinas_y_mecanismos.pdf

³ MEIZOSO, A. M. y MARTÍNEZ J. M. *Mecánica de la Fractura*. España: 1999.

Cap.8, 1p.

Figura 7. Viga en cantiléver bajo la acción de un esfuerzo fluctuante

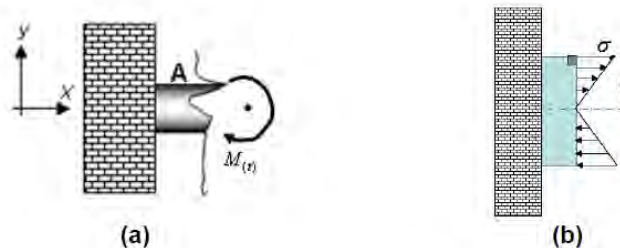


Fuente: MOODLE modulos de clase Hector. jaramillo 2013 [en línea] [Consultado 25/02/2013) Disponible en internet: <http://augusta.uao.edu.co/moodle/>

Teniendo en cuenta que este es un caso de flexión, en la Figura 8(a) se encuentra la reacción del momento, en la Figura 8(b) se observa cómo se distribuyen los esfuerzos normales en la sección transversal del elemento.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{P_{(t)}Lc}{I} \quad (1)$$

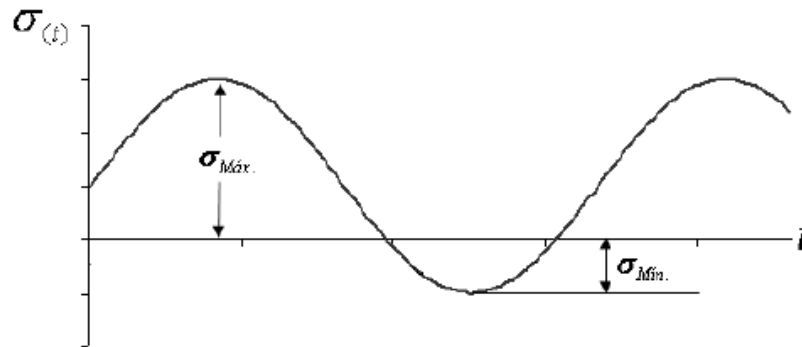
Figura 8. Condición de carga y distribución de esfuerzos normales para una sección muy cerca al empotramiento



Fuente: MOODLE modulos de clase Hector. jaramillo 2013 [en línea] [Consultado 25/02/2013) Disponible en internet: <http://augusta.uao.edu.co/moodle/>

La curva que se ve en la figura 9. Representa como fluctúa la carga en el punto de análisis entre un valor máximo y un valor mínimo.

Figura 9. Comportamiento de los esfuerzos en el punto de análisis



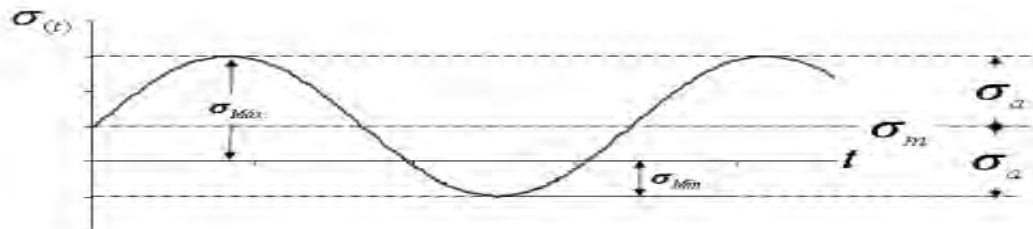
Fuente: MOODLE modulos de clase Hector. jaramillo 2013 [en línea] [Consultado 25/02/2013) Disponible en internet: <http://augusta.uao.edu.co/moodle/>

En este punto, al cambiar de sentido se genera un esfuerzo que no será constante, por eso se definen dos conceptos nuevos (σ_m) y esfuerzo medio (σ_a) el esfuerzo alterno es el valor de la amplitud del esfuerzo y el esfuerzo medio es la media de los esfuerzos en el sistema, dichos esfuerzos se calculan como:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{Máx.} - \sigma_{Mín.}}{2} \quad (2)$$

Los esfuerzos alternos y medio representados gráficamente se muestran en la Figura 10.

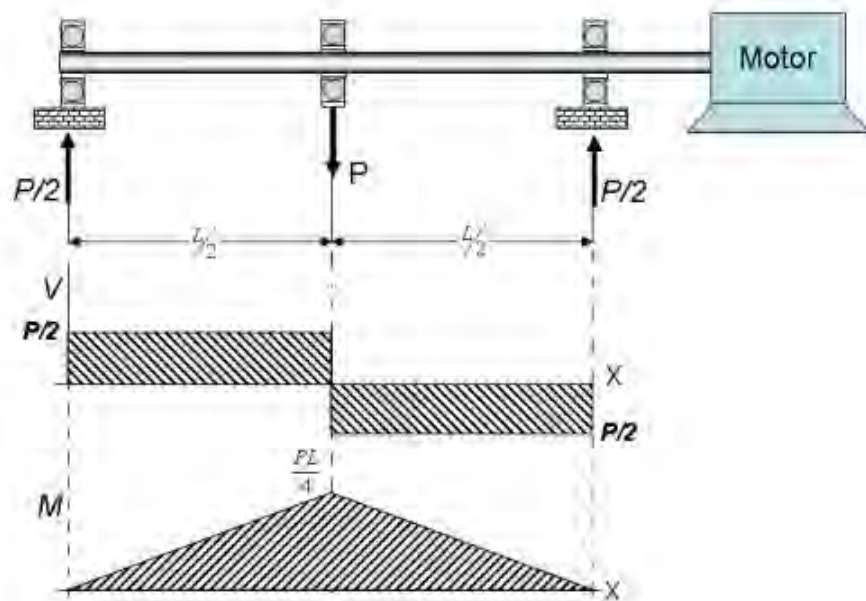
Figura 10. Representación gráfica de los esfuerzos alternos y los esfuerzos medios



Fuente: MOODLE modulos de clase Hector. jaramillo 2013 [en línea] [Consultado 25/02/2013) Disponible en internet: <http://augusta.uao.edu.co/moodle/>

Se supone que la carga es constante, y el eje rota y funciona como un eje o árbol de transmisión (ver Figura 11). Así que se analiza esfuerzos normales, el esfuerzo normal máximo se presenta dónde el momento flector sea máximo, es decir, el centro del eje, a $L/2$, de cualquiera de los dos apoyos. En la Figura 11 se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector para el caso de carga analizado.

Figura 11. Diagramas de fuerza cortante y momento flector para el eje de análisis



Fuente: MOODLE modulos de clase Hector. jaramillo 2013 [en línea] [Consultado 25/02/2013) Disponible en internet: <http://augusta.uao.edu.co/moodle/>

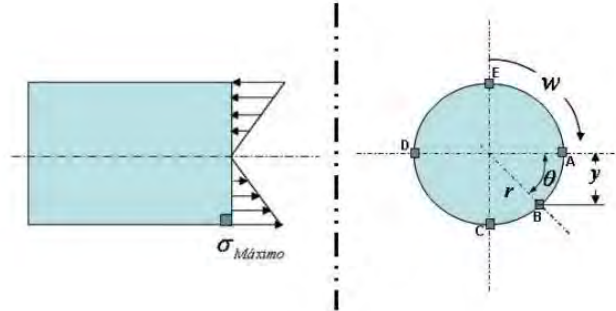
Ahora, el valor del esfuerzo máximo es.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{\left(\frac{PL}{4}\right)c}{I} \quad (3)$$

“Sin embargo, como el eje rota la posición de las fibras del eje, están cambiando de posición, por tanto, los esfuerzos en cada fibra varía dependiendo de su posición. Así por ejemplo y de acuerdo con la Figura 12, cuando la fibra se encuentra en la posición A, el esfuerzo tiene un valor de cero; cuando está en la posición C, el esfuerzo es máximo a tensión; cuando está en D, vuelve a ser cero; cuando está en E es máximo a compresión y finalmente regresa a ,

donde vuelve a ser cero. Esta situación se repite cada que el eje da una vuelta, es decir los esfuerzos en la fibra de análisis estarán fluctuando entre un máximo a tensión y máximo a compresión por cada ciclo de trabajo.⁴

Figura 12. Comportamientos de los esfuerzos en un eje que rota



Fuente: MOODLE modulos de clase Hector. jaramillo 2013 [en línea] [Consultado 25/02/2013) Disponible en internet: <http://augusta.uao.edu.co/moodle/>

Otro factor importante es la determinación de diámetros, espesores y longitudes en elementos como barras, agujeros y pasantes, los cuales hacen parte del diseño, en los cuales se tendrá en cuenta cálculos basados en la resistencia de materiales para hallar las dimensiones que aseguren un diseño apropiado.

Otro factor importante es la determinación de diámetros, espesores y longitudes en elementos como barras, agujeros y pasantes, los cuales hacen parte del diseño, en los cuales se tendrá en cuenta cálculos basados en la resistencia de materiales para hallar las dimensiones que aseguren un diseño apropiado.

5.2 ANÁLISIS DE FATIGA METODO CLASICO Y METODO DEL ELEMENTO FINITO

5.2.1 Método clásico: Un análisis de fatiga tradicional (a lápiz y papel) supone condiciones iniciales, se determinan según si el elemento está sometido a fuerzas cortantes, a torsión, esfuerzo normal o flexión.

Estas condiciones se plasman en un diagrama de cuerpo libre determinando que fuerzas realmente están afectando dicho elemento, y estas se plasman en un diagrama de esfuerzo cortante y flector según sea el caso (ver figura 11), dicho procedimiento se hace para determinar cuál es el sitio más afectado sobre el que

⁴ MOODLE “Modulo de clase: análisis por fatiga” Santiago de Cali, corporación universitaria autónoma de occidente H. Jaramillo 1997

actúa la o las fuerzas más significativas, estableciendo así el o los puntos críticos para proceder con el análisis a fatiga.

Los resultados de los esfuerzos fluctuantes, se multiplican por valores específicos de concentradores de esfuerzos, estos se seleccionan de datos de tablas pre calculados según la geometría sobre la que se está efectuando la fuerza, y son ubicados dentro del círculo de Mohr para hallar el esfuerzo máximo y la deformación máxima absoluta.

Habiendo determinado esto se hace necesario analizar los resultados de los esfuerzos alternos seleccionando un método de teoría de falla a fatiga según sea el caso del comportamiento del material.

El procedimiento completo anterior se usa para hallar valores importantes del análisis, como lo son factor de seguridad, esfuerzo máximo, esfuerzo crítico, sección crítica entre otros.

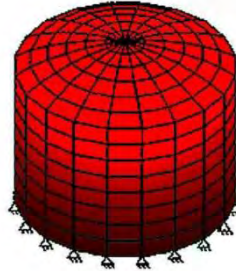
5.2.2 Método del elemento finito: “Calcular las deformaciones, tensiones y esfuerzos, con métodos clásicos de análisis, se logra a través de la solución manual de sus ecuaciones, y sus condiciones de frontera. El uso de métodos clásicos, es probablemente la mejor forma de analizar estructuras simples; no obstante, su uso es poco aconsejable cuando el sistema es complejo. En estos casos la mejor alternativa, es usualmente una solución obtenida con el método de los elementos finitos.

La primera diferencia entre los métodos clásicos y los elementos finitos son la forma de ver la estructura y el consiguiente procedimiento de solución. Los métodos clásicos consideran

la estructura como continuo, cuyo comportamiento es gobernado por ecuaciones diferenciales parciales o ordinarias. El método de elementos finitos considera la estructura como el ensamble de un número finito de partículas pequeñas. El comportamiento de las partículas, y de toda la estructura, es obtenida por la formulación de un sistema algebraico de ecuaciones que puede ser solucionado por medio de un computador. Las partículas de tamaño finito, son llamadas elementos finitos. Los puntos donde los elementos finitos son

interconectados, son conocidos como nodos, y el procedimiento de selección de nodos es llamado discretización o modelización, ver Figura 14.”⁵

Figura 13. Tanque cilíndrico modelado con métodos finitos



Fuente DISEÑO MECÁNICO [en línea]: Elementos Finitos. España: open Cursos cortos, 2012 [consultado el 10 de abril de 2013]. Disponible en Internet: almec.files.wordpress.com/2007/10/resumen.pdf

Con lo anterior descrito se llega a la conclusión que en este caso no es necesario hacer un método por análisis de elementos finitos, ya que las piezas a analizar tienen una geometría sencilla (a excepción del rodillo en aluminio).

Sin embargo para hacer uso de los recursos tecnológicos de la universidad como es el software de SolidWorks se procederá a comparar los datos calculados manualmente con los que arroja el software verificando así que tan lejos están los resultados analíticos a los de métodos finitos.

5.3 ESFUERZO CORTANTE EN MAQUINADO

Según el libro de “Fundamentos de manufactura moderna”⁶, se puede hacer un análisis de esfuerzo en mecanizado basado en parámetros como la velocidad, y los ángulos de corte del material.

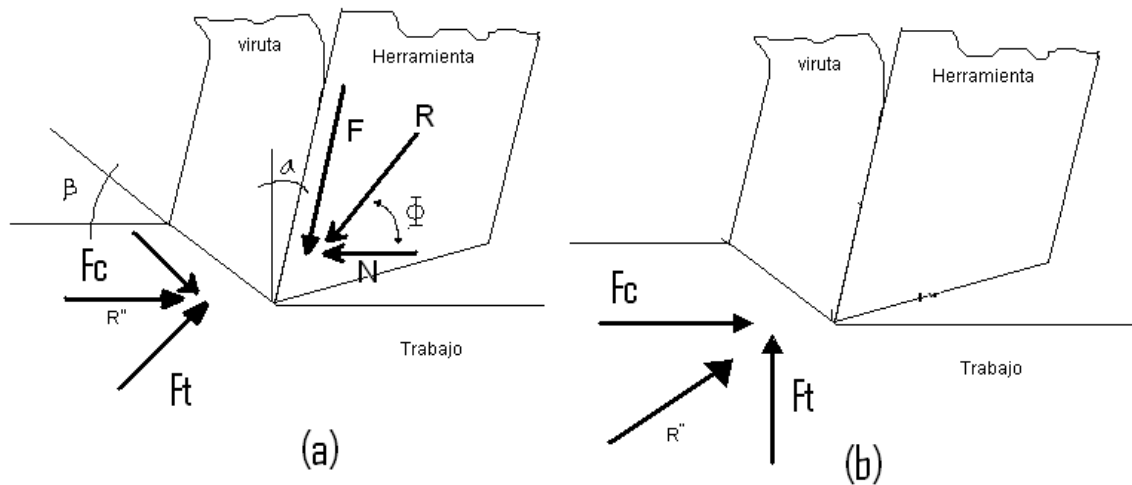
⁵DISEÑO MECÁNICO [en línea]: Elementos Finitos. España: open Cursos cortos, 2012 [consultado el 10 de abril de 2013]. Disponible en Internet:

almec.files.wordpress.com/2007/10/resumen.pdf

⁶ Groover M. “Fundamentos de Manufactura Moderna” Prentice Hall, 1997

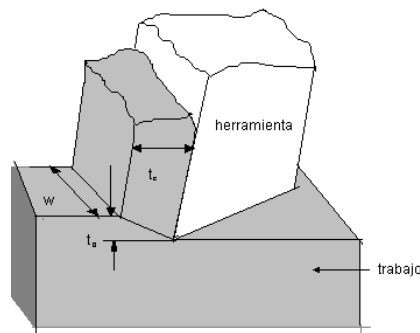
La Figura 15 y 16 muestra cada una de las variables que se deben tener en cuenta una vez se entra en el análisis para determinar las fuerzas a las que se somete la pieza.

Figura 14. Corte ortogonal y fuerzas que actúan en el corte (a) y (b) tal como se reduce a dos dimensiones en una vista lateral



Fuente: Groover M. "Fundamentos de Manufactura Moderna" Prentice Hall, 1997

Figura 15. Corte ortogonal y espesores especificados



Fuente: Groover M. "Fundamentos de Manufactura Moderna" Prentice Hall, 1997

W: Distancia de corte (avance) por revolución de la pieza a cortar 5mm (haciendo una suposición).

τ : Resistencia al corte del material a maquinar (aluminio)⁷ la resistencia al corte de aluminio es posible determinarla ya que es un 55% a 70% de su resistencia a la tracción. La resistencia última es de $125 \times 0.70 = 87 \text{ Mpa}$ ⁸.

α : Ángulo de ataque de herramienta de corte

T0: Profundidad del corte (de la herramienta contra la pieza de trabajo perpendicular a su eje de giro)

Tc: Espesor de viruta del material cortado para el aluminio

A continuación se muestran las ecuaciones que se disponen para hacer el cálculo de esfuerzos.

$$R = \frac{T_0}{T_c} = \frac{0.1}{0.1} = 1 \quad (4)$$

$$= \tan^{-1} \frac{R \cos \alpha}{1 - R \sin \alpha} \quad (5)$$

$$F_t = \frac{\tau \cdot T_0 \cdot W \cdot \sin(-\alpha)}{\sin \cdot \cos(+ - \alpha)} \quad (6)$$

$$F_c = \frac{\tau \cdot T_0 \cdot W \cdot \cos(-\alpha)}{\sin \cdot \cos(+ - \alpha)} \quad (7)$$

$$F_r = \sqrt{F_c^2 + F_t^2} \quad (8)$$

6. ANÁLISIS DEL PROCESO PRODUCTIVO Y JUSTIFICACIÓN DE MEJORA

6.1 . REQUERIMIENTOS DE DISEÑO PARA EL SISTEMA AUTOMÁTICO

La empresa técnica Saray debido a la necesidad de organización y eficiencia en sus procesos, ha implementado el sistema de gestión de calidad ISO 9000; esto implica que a todos sus procedimientos de gestión se les debe realizar seguimiento y mejoras. Para esto, se lleva un record de estadísticas (indicador de mantenimiento, indicador de ventas, indicador de gestión etc.). El dato estadístico más importante y sobre el cual se basa la necesidad de generar una mejora en el proceso productivo es el indicador de producción. Como antecedente se tiene que

⁷ manual del aluminio vol. 1 W. hufnagel 1992

⁸ Mecánica De Materiales, Beer and Johnston segunda edición 1990

en el año 2011 la producción de núcleos de aluminio tuvo un nivel productivo aproximado al presupuestado según el siguiente Cuadro:

Cuadro 1: Grafico Record de datos recolectados de producción durante el último semestre de 2011.

INDICADOR	META	ECUACIÓN	FRECUENCIA	EN	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
% de cumplimiento de la producción	≥75 %	$\frac{\text{Eficiencia Real de la Producción}}{\text{Eficiencia Esperada Ventas}} * 100$	MENSUAL	-	57 %	78 %	79 %	75 %	-

Figura 16. Grafico Relación de datos porcentaje de eficiencia Vs. Meses



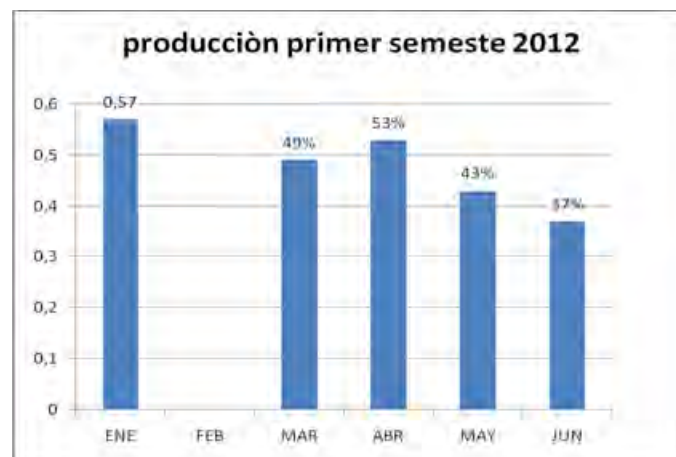
El Gráfico 1 es el extracto del indicador principal de producción, se observa que la meta de producción es del 75%, así que el último semestre del 2011 se logró mantener el indicador en la meta propuesta.

La empresa debido a la exportación de arroz desde otros países hacia Colombia, se vio obligada a disminuir su producción gradualmente por disminución de volumen de pedidos, obligándola a reestructurar su forma de trabajo y producción de núcleos. La situación anteriormente descrita generó un decremento en la eficiencia de producción, este comportamiento se refleja en la tabla 2 (primer semestre de 2012).

Cuadro 2: Representa el record de datos recolectados de producción durante el primer semestre de 2012.

N o	INDICADOR	META	ECUACION	FRECUENCIA	EN	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN
1	% de cumplimiento de la producción	≥75 %	$\frac{\text{Eficiencia Real de la Producción} \times 100}{\text{Eficiencia Esperada Ventas}}$	MENSUAL	57		49 %	53 %	43 %	37 %

Figura 17. Grafico Relación de datos porcentaje de eficiencia Vs. Meses



El propósito del diseño de la máquina, surge a partir de estos resultados, debido a que indican la necesidad de un mejoramiento en el proceso de producción de núcleos de aluminio para mejorar el indicador de cumplimiento de la producción semanal.

Para ilustrar mejor el proceso de producción de núcleos de aluminio, es necesario desglosar el tiempo que se invierte en cada etapa, las cuales son:

- Inyección.
- Limpieza (área externa).
- Torno (mecanizado interno para rectificar los diámetros).

- Acabado (limpieza final de rebordes eh inspección).
- Perforado (es la abertura de los 4 huecos de del rodillo).

Los procesos más engorrosos son los de limpieza externa y mecanizado de diámetros, la idea con la máquina es reducir los tiempos de operación. A continuación se muestra los tiempos tomados por cada proceso y con los cuales se hacen los cálculos de eficiencia:

Cuadro 3: Muestra los tiempos de producción (minutos)

		Procedimiento	minutos
MEDICIONES TIEMPO TOMADAS (08/02/2011)	EL	INYECCIÓN	1,53-1,33
		LIMPIEZA	1,3
		TORNO	1,3
		ACABADO	1,20
		PERFORADO	0,66
		REPROCESO	1,42
		SATECOL	

El propósito con el diseño de la máquina es reducir el tiempo de limpieza (1.3) en un 70%, ya que la máquina se diseña para limpiar la pieza en dos movimientos.

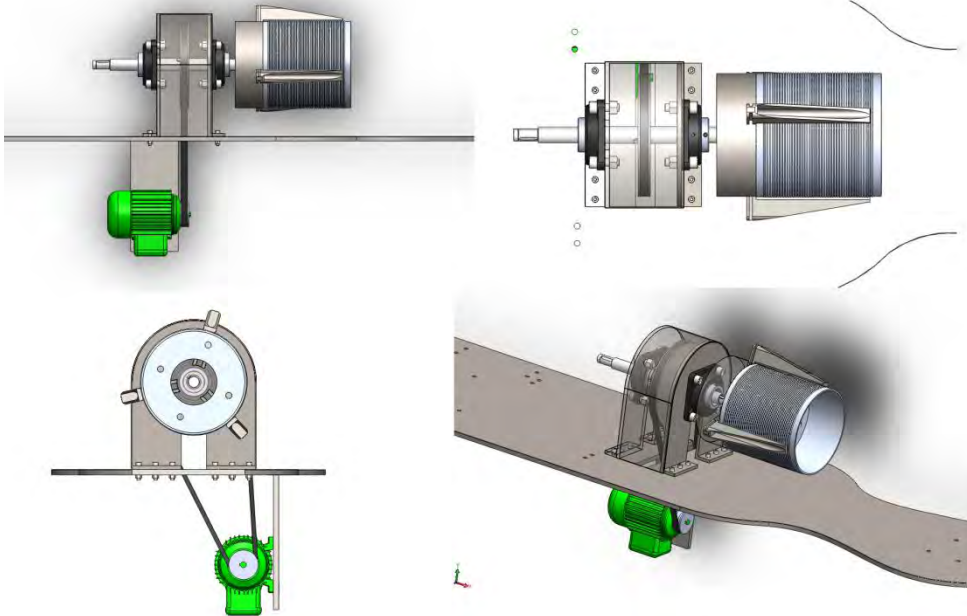
7. CONCEPTO DE DISEÑO

Para el concepto de diseño, se tuvo en cuenta factores como materiales, funcionalidad, simplicidad y estética. Inicialmente se planteó hacer el proyecto único y exclusivamente para reemplazar un torno de mecanizado que tiene la empresa y está subutilizado, pues el operario ejecuta movimientos repetitivos, situación que ocasiona el deterioro prematuro de las piezas sujetas a los esfuerzos constantes del mecanizado continuo en la misma dirección. Después de esto se planteó reemplazar la limpieza de las rebabas externas de la pieza (realizada manualmente por los operarios con una lima) en una sola operación en conjunto con la rectificación de los diámetros internos de ésta.

Cuando se comenzaron a plantear ideas de diseño para la construcción de la máquina, comenzaron a surgir inconvenientes en cuanto a la utilización de materiales muy sofisticados para unificar estas dos tareas en una, situación que implicaba un alto costo de inversión en los elementos de la máquina.

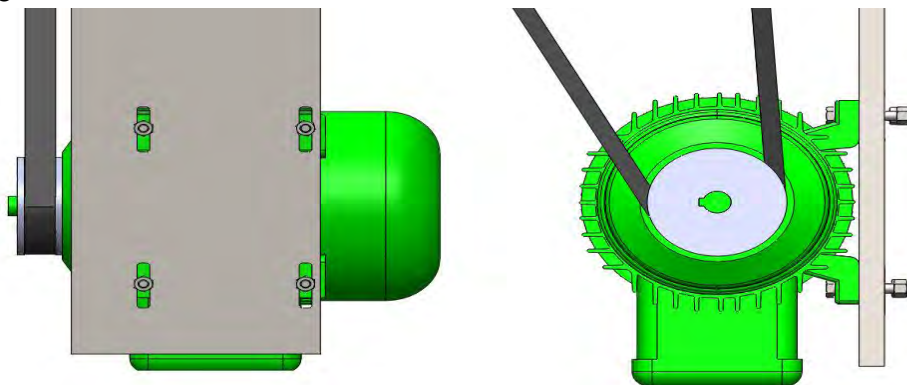
Dentro de estos elementos de maquinaria se planteó usar servos por cada eje, sistemas de sujeción complejos que incluían neumática y algo de hidráulica proporcional, haciendo de esto un diseño extremadamente complejo y costoso. Al final se optó por simplificar el diseño en dos secciones, en donde la rectificación de diámetros y la limpieza de rebabas se hiciese de forma separada, dando como resultado una máquina “siamés” la cual tiene en común un motor y un eje para los dos procesos tal como se ilustra a continuación en la **Figura 18** Vale la pena anotar que las pinzas no son las comunes como las de los tornos, pues éstas abarcan mayor distancia, asegurando que la pieza no vibre excéntricamente.

Figura 18. Disposiciones de agarre de las dos piezas



Para esta configuración no es necesario diseñar algún mecanismo de tensión para la banda de transmisión, pues el motor hará ésta tarea haciendo uso de su peso. El motor se ubicará en una platina debajo de la placa principal en donde la máquina descansa todo su peso, la platina tiene cuatro ranuras que le permiten al motor subir y bajar y una vez esté con la posición tensionante, los pernos sujetarán el motor a la placa de modo que este no pueda moverse Figura 18

Figura 19. Disposición del motor a la placa para tensionarse por su peso



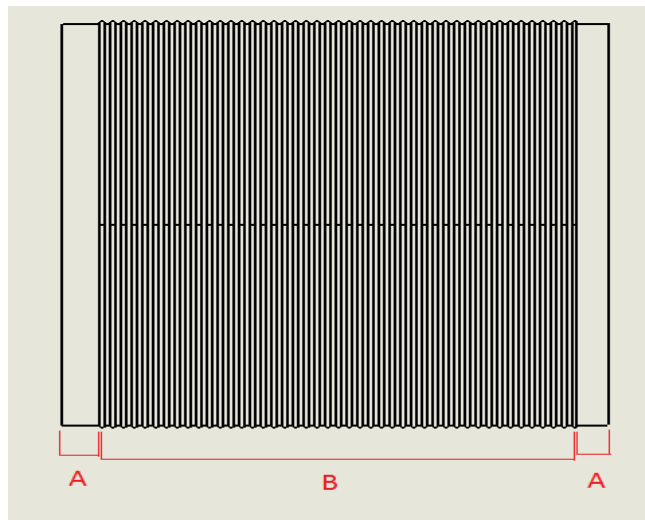
El sistema funcionara mediante accionamientos hidráulicos, debido a características como:

- No hay corrosión de los componentes internos de los circuitos en los cuales el aceite trabaja, permitiendo así una mayor vida útil de estos componentes.
- El aceite en circuitos hidráulicos tiene la propiedad de lubricar y sellar entre cámaras debido a las pequeñas áreas entre cada componente.
- El aceite a altas presiones se comporta como un sólido y tiene un rango de compresión despreciable.

La característica principal por la cual se optó por utilizar esta energía es por su economía (en comparación con la neumática) y por su incompresibilidad, pues en algunos instantes del proceso los pistones estarán sometidos a fuerzas constantes y no pueden retraerse.

Como se ha mencionado anteriormente, los rodillos después de ser extruidos salen con rebabas ubicados en las secciones A (rebaba que quita al ligero roce) y B (rebaba gruesa que genera esfuerzos de impacto) de la figura 19, situación que no permite que la pieza sea sujeta ni externa ni internamente, ubicando así el proceso de limpieza como el primer movimiento a ejecutar.

Figura 20. Secciones con rebaba

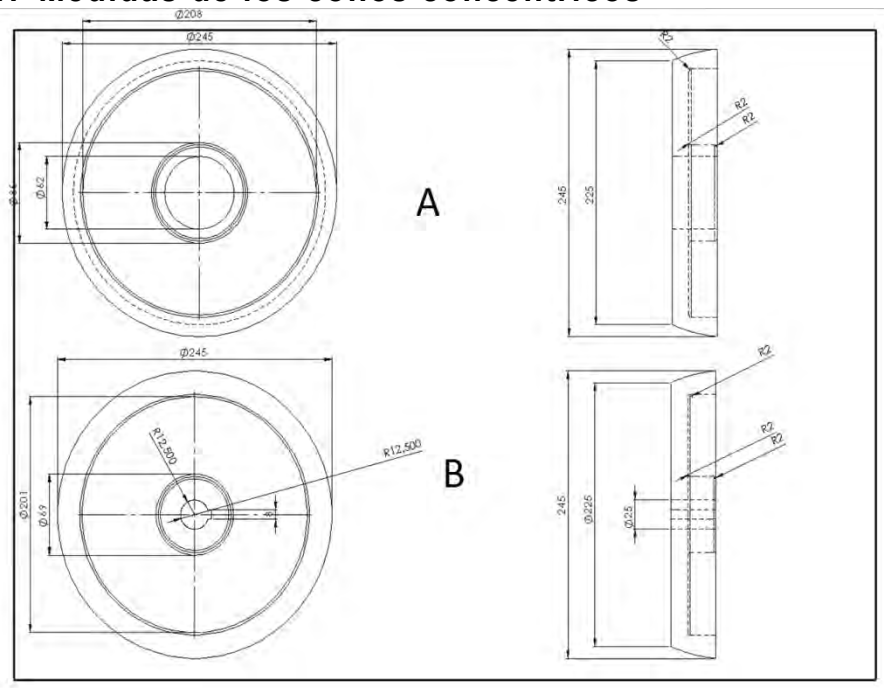


Para solucionar el problema de sujeción después de un largo proceso de descarte de ideas, se optó por centrar la pieza en medio de dos conos, ubicándose uno de

estos en un extremo del eje central y el otro en un extremo del rodillo, el cual puede moverse linealmente haciendo presión contra el rodillo de aluminio. Una vez el operario ha acomodado la pieza, a los conos se les ha removido material disminuyendo su peso, siendo estos de material de acero 1045 con las medidas como se muestra a continuación.

Para asegurar que la pieza quede centrada, se sugiere que los conos estén lubricados a la altura en la que el rodillo entre en contacto con los conos, con el propósito de evitar que la fricción inicial impida que uno de los dos lados no quede centrado.

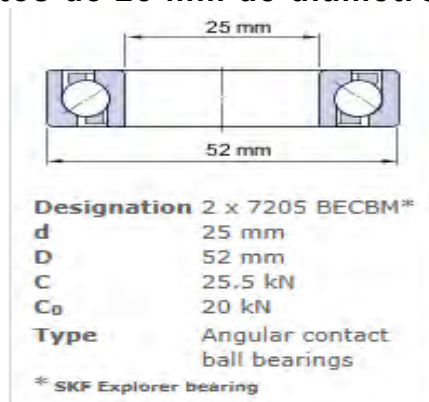
Figura 21. Medidas de los conos concéntricos



El cono A, esta ensamblado al eje que se acerca a la pieza, una vez el operario da la orden al sistema para comenzar la limpieza. Este cono “loco” tiene un rodamiento tipo 2x7205 BECBM estándar. (Figura 21), se escogió este rodamiento debido a que es el más común y comercial, además que la página de SKF⁹ facilita la selección de este.

⁹ <http://webtools3.skf.com/BearingCalc>

Figura 22. Rodamientos de 25 mm de diámetro interior



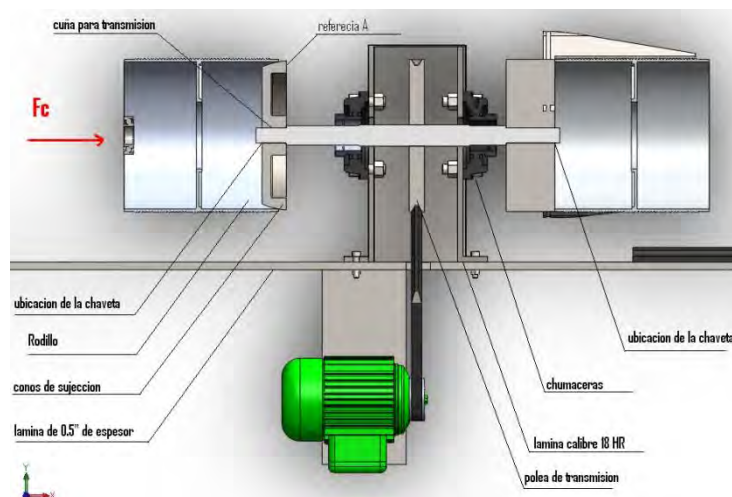
Fuente <http://webtools3.skf.com/BearingCalc>

El cono B transmite la velocidad angular por medio de una cuña haciendo que el cono loco y el rodillo giren mientras se mecanizan.

Para evitar que estos elementos se salgan, serán sujetos con unas chavetas tipo trabajo pesado, dando como resultado el ensamble como se muestra en la **figura 20**.

Se puede observar que el eje es compartido por las dos secciones de los procesos, sostenido por la estructura que al mismo tiempo es la guarda de la polea, construida en lámina HOT ROLLED de calibre 18.

Figura 23. Seccione del ensamble “siamés”



8. DISEÑO PARA LIMPIEZA

En este proceso no es necesaria la penetración de los buriles en la pieza, así que dentro de las condiciones que se tuvieron en cuenta para diseñar el mecanismo no es necesario involucrar el esfuerzo de corte, ya que del rodillo solo impactaran las rebabas contra el buril.

El primer paso para definir parámetros es definir la fuerza de impacto y la distancia desde la cual se debe colocar el cilindro hidráulico, que ejercerá presión constante una vez haga contacto tangencial con la superficie del rodillo de aluminio.

El tipo de aluminio con el cual se trabaja en la empresa es el AISi 12, sus propiedades mecánicas típicas.

Cuadro 4: Propiedades mecánicas del aluminio

Límite elástico (N/mm ²)	Carga de rotura (N/mm ²)	Porcentaje de elongación 5d (%)
60	130	5%

Fuente www.codesol.com/fotos/fichas/201510f2.pdf

Dentro del software de SolidWorks, no se encontró una aleación de aluminio que tuviese los parámetros descritos en la **Cuadro 4**, sin embargo se trabajó con una aleación de aluminio (6061-0 (ss)) con las características como se muestra en la **Cuadro 5**.

Cuadro 5 Propiedades de materiales aportadas por SolidWorks

Límite elástico (N/mm ²)	Carga de rotura (N/mm ²)	Porcentaje de elongación 5d (%)
62	125	5%

Fuente <http://help.solidworks.com/2012/Spanish/>

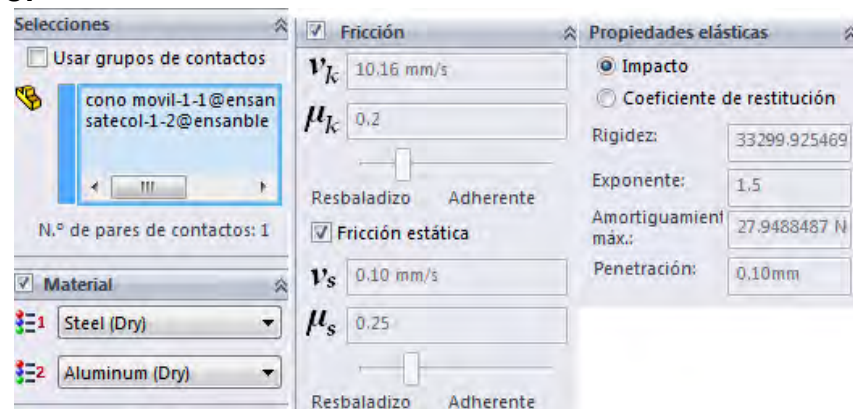
Después de una serie de ensayos variando la fuerza F_c (ver figura 20), esta fuerza surge del acercamiento del cono concéntrico móvil, opuesto al cono de sujeción (figura 20) desde una magnitud arbitraria, se fue reduciendo hasta llegar a 500 N y se corrió el modelo en *SolidWorks* con el complemento que tiene el software de análisis de movimiento. La fuerza estimada para el trabajo es una magnitud

controlable, útil tanto para el análisis del vástago como para asegurar la sujeción del rodillo contra los conos.

Se hizo el análisis en SolidWorks, con una prueba de impacto, en donde el rodillo móvil choca la pieza con una distancia de 125 mm desde la cara del cono (figura 20, referencia A) a la cara del espesor del rodillo.

- Espesor del rodillo de 4 mm en su parte más delgada.
- Fuerza ejercida sobre el vástago del cilindro hidráulico: 500 N (aproximadamente 50Kg).
- aceleración de la gravedad: 9806.65mm/s².
- Tamaño de la malla: 1.86. (el programa utiliza (E) en su lugar. La malla radia desde los vértices hacia las aristas, desde las aristas hacia las caras, desde las caras hacia los componentes y desde un componente hacia componentes conectados.)¹⁰
- Material del cono móvil acero 1045 (propiedades adicionadas por SolidWorks).

Figura 24. Pantallazo de las condiciones de contacto entre elementos.



“SolidWorks Motion utiliza el método de fricción de Coulomb y ajusta una curva suave a los parámetros de fricción para solucionar para la fuerza de fricción”

¹⁰

http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Meshing_topics/IDH_What_are_mesh_controls_.html

Figura 25. Esquema de transición entre fuerza de contacto estático y fuerza de contacto dinámico



Fuente AYUDA DE SOLIWORKS EN ESPAÑOL [en línea]: Elementos Finitos. [Consultado el 10 de abril de 2013]. Disponible en Internet: <http://help.solidworks.com/2011/spanish/>

“En el método de fricción de Coulomb, las fuerzas de fricción se calculan según cuatro constantes:

Velocidad de fricción dinámica: Velocidad a la cual la fricción dinámica se vuelve constante.

Coeficiente de fricción dinámico: Constante utilizada para calcular fuerzas de fricción una vez que el sólido deja de estar en reposo.

Velocidad de fricción estática: Velocidad a la que se produce la transición entre un componente estacionario y uno en movimiento.

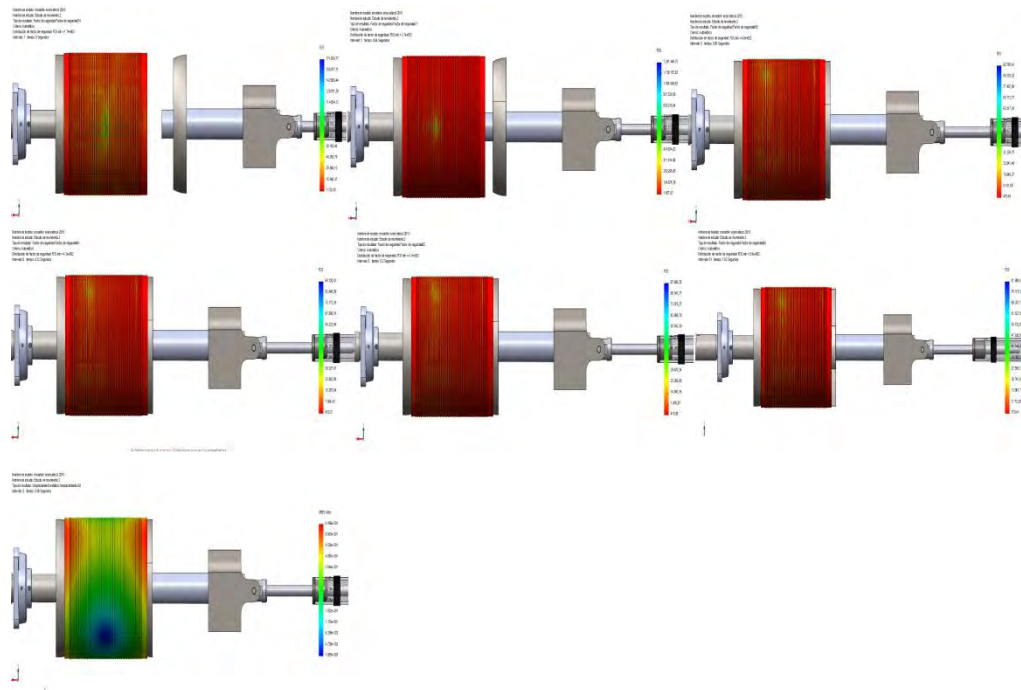
Coeficiente de fricción estático: Constante utilizada para calcular la fuerza necesaria para superar la fricción cuando un sólido se encuentra en reposo.¹¹

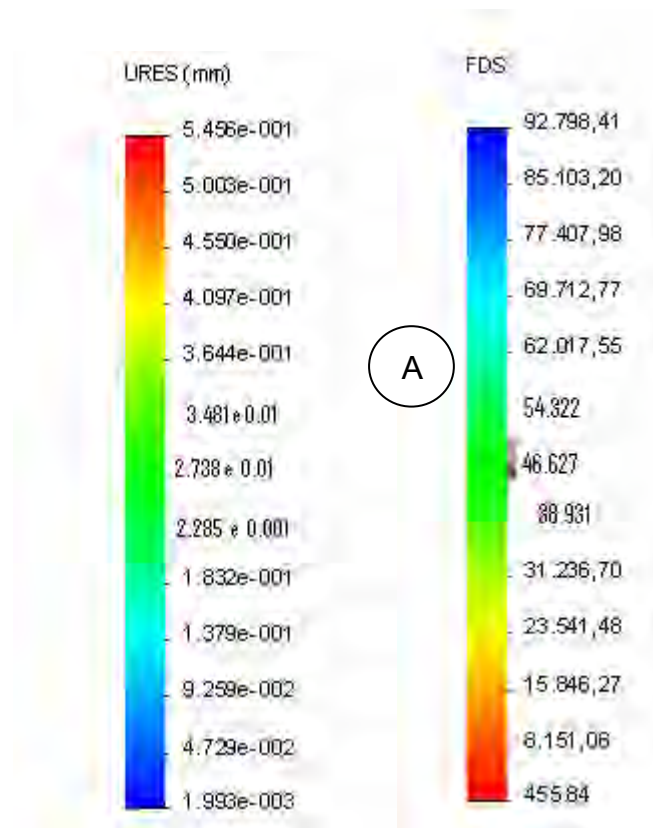
En la sección donde dice “fricción” señalada por un chulo, esta asignando los valores automáticos de velocidad dinámica y de coeficiente de fricción dinámico, la barra deslizante simplemente indica qué tan deslizante o que tan adherente es la

¹¹ <http://help.solidworks.com/2011/spanish/>

relación entre los dos elementos en contacto en una escala con los nombres resbaladizo y adherente después de esto se procede a correr la simulación dinámica.

Figura 26. Factor de seguridad (secuencia) y deformaciones (A) (mm)





Como se puede observar, es seguro aplicar una fuerza de 500 N, pues como se muestra en la secuencia de la figura 23, el mínimo factor de seguridad aplicando una fuerza constante de 500N desde el inicio es de **455**, de allí en adelante aumenta, pues se estabiliza conforme avanza el tiempo, para lo cual se necesitaría un cilindro hidráulico con un recorrido de 125mm (separación entre el cono y el rodillo). Hay que tener en cuenta que el cilindro hidráulico se le ubica una válvula reguladora de flujo y una válvula reguladora de presión con el fin de que el impacto sea disminuido desacelerando el impacto contra el rodillo, y controlando que la presión no exceda la capacidad del rodillo de absorber energía.

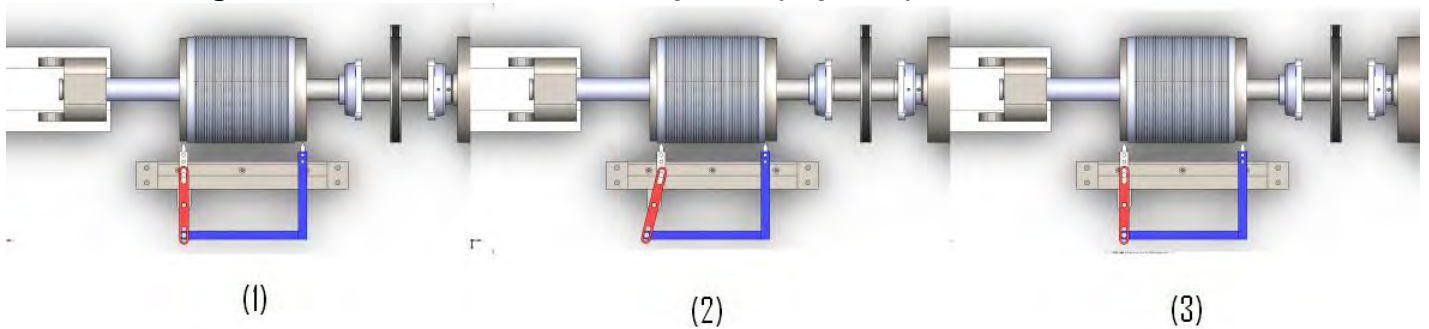
8.1. MECANISMO DE LIMPIEZA

La limpieza del rodillo como se ha mencionado antes debe ser la primera acción que se ejecute, para esto se decidió montar un mecanismo, que, con solo dos actuadores lineales, pueda dejar el rodillo sin rastros de rebaba alguna.

Una vez el rodillo está centrado y sujeto entre las dos conicidades, el operario da inicio a la rotación del sistema y un mecanismo ejecuta un movimiento de vaivén

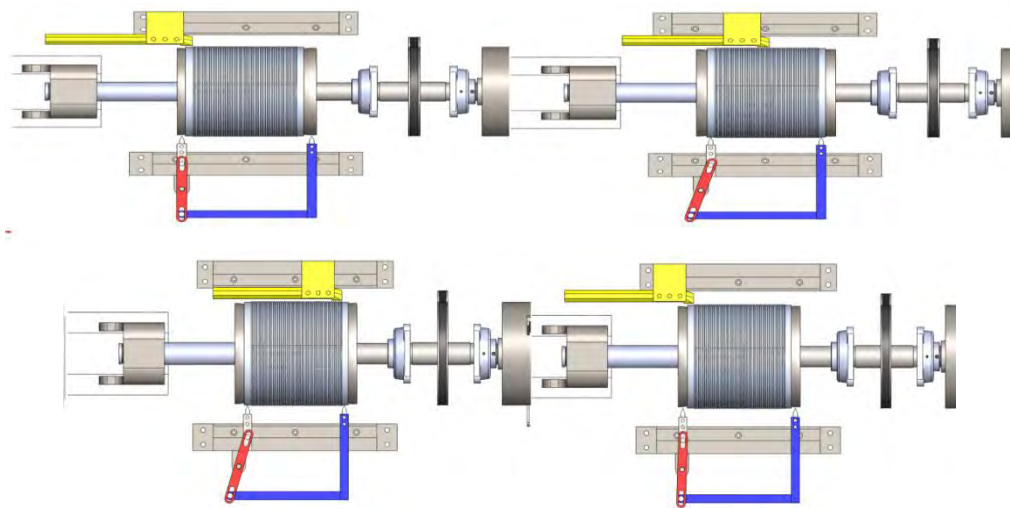
como se observa en la figura 24, en la parte (1) el mecanismo compuesto de dos barras está en el estado inicial (reposo), en la parte (2) la barra roja, tiene su eje de rotación en la mitad entre las dos ranuras circulares extremas, y la barra azul avanza linealmente en un corto recorrido, en la parte (3) vuelve a su estado inicial para comenzar otro ciclo.

Figura 27. Mecanismo de limpieza (1 parte)



El rodillo en la sección corrugada (**sección B figura 19**), tiene una rebaba más gruesa debido a que el aluminio entra en estado líquido por una entrada de material ubicada en la mitad de esta sección, así que se posicionaran una serie de tres buriles en un carrito robusto ya que al rotar el rodillo, ésta impactará contra los buriles, los elementos del mecanismo finalmente quedaran ubicados como se observa en la (**grafica 25**).

Figura 28. Mecanismo de limpieza (2 parte)



En esta parte de la limpieza se utilizara un “carrito” en acero 1045. En su parte trasera tiene un hueco roscado para adherirlo a un cilindro hidráulico. **(Figura 26)** El cilindro hidráulico hace un recorrido lineal de vaivén sobre una guía en fundición **(Figura 28)**. Mientras que el recorrido es de 210 mm lo cual muestra la distancia que hay entre el inicio de la parte corrugada hasta el final de esta.

Figura 29. Carro

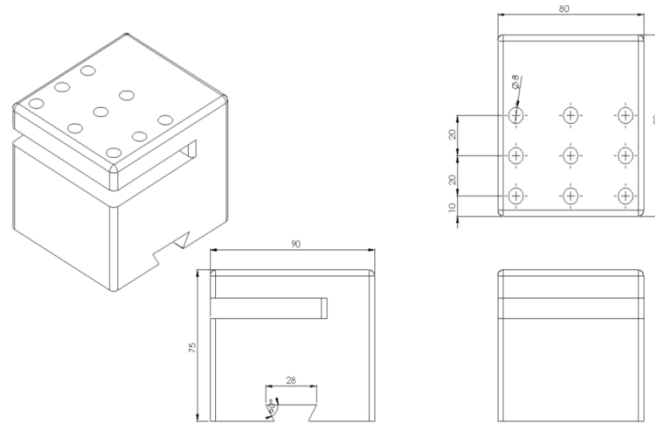


Figura 30. Detalle del carro deslizante en montaje

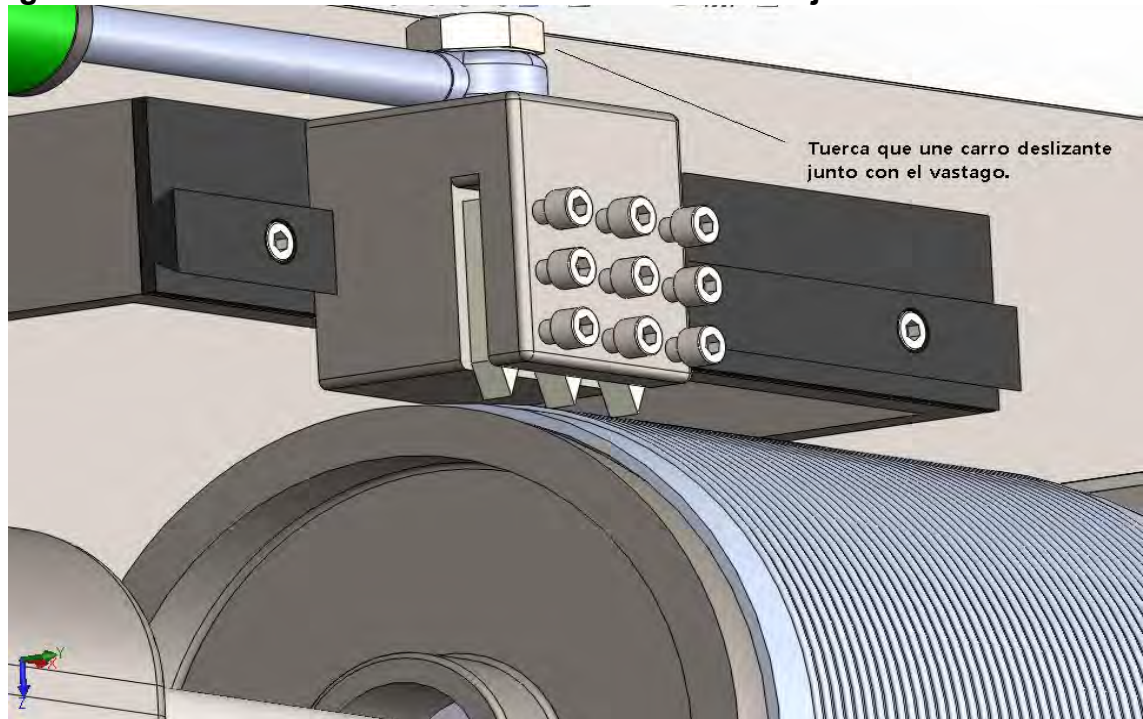
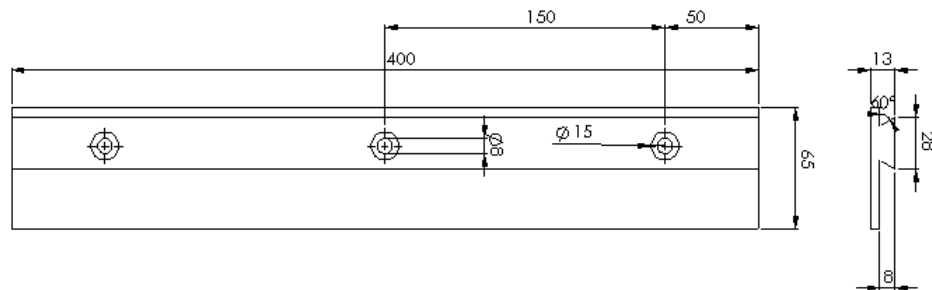
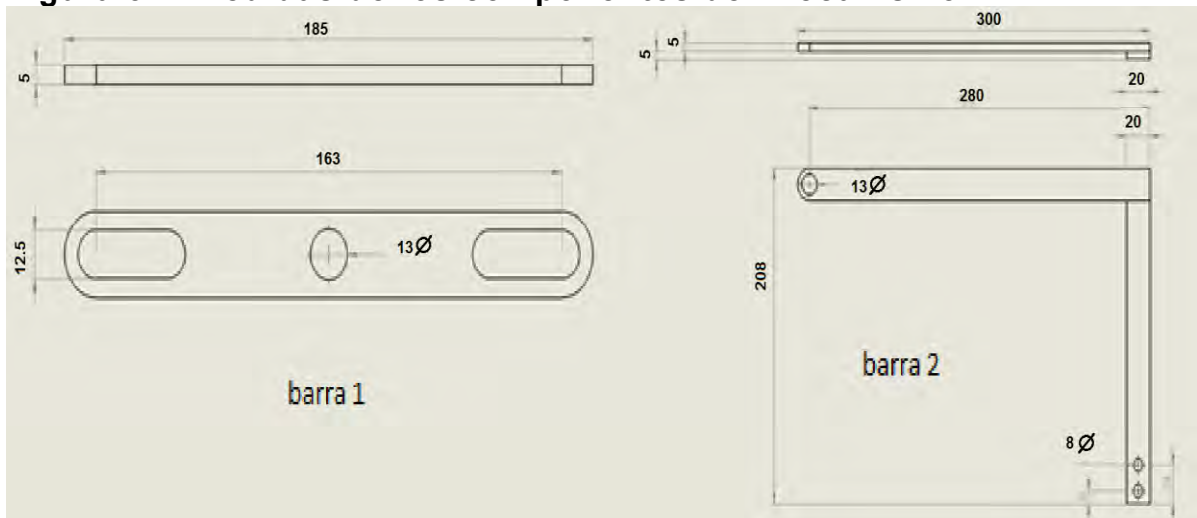


Figura 31. Guía para mecanismos de limpieza



Partiendo de medidas arbitrarias aproximándolas a tamaños comerciales de tornillos, se hizo un bosquejo de las partes que conforman el mecanismo, ilustrados en la **Figura 29**.

Figura 32. Medidas de los componentes del mecanismo



La **barra 1**(**figura 29**), se diseñó inicialmente con tres perforaciones circulares que son los extremos móviles y el centro fijo. Sin embargo en el momento del ensamble al tratar de mover los componentes, se notó que la barra no convertía el movimiento circular en lineal, pues no daba espacio para que los pines logran desplazarse para acomodarse, por esta razón se construyó en los finales unas ranuras con la misma anchura del diámetro de los pines para que el contacto tangencial con éstos, generara un movimiento lineal de las piezas acopladas a esta barra.

La **barra 2 (figura 29)**, es la disposición de dos elementos soldados del mismo espesor. Esta barra, como se observa, solo se moverá linealmente con el mismo recorrido del vástago (21 mm) aproximadamente, distancia más que suficiente para que los extremos del rodillo queden limpios. Las medidas se tomaron basadas en la distancia que necesita desplazarse y la posición en la que comienza el mecanismo desde cero.

8.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS PARA LA BARRA 1

Para este cálculo, se descartó tener en cuenta la fuerza del vástago ya que es indiferente, pues solo se necesitara el movimiento lineal de los buriles adheridos al mecanismo y como se mencionó anteriormente, las rebabas se quitan impactando contra los buriles y no refrenando.

Las condiciones para la simulación dinámica fueron:

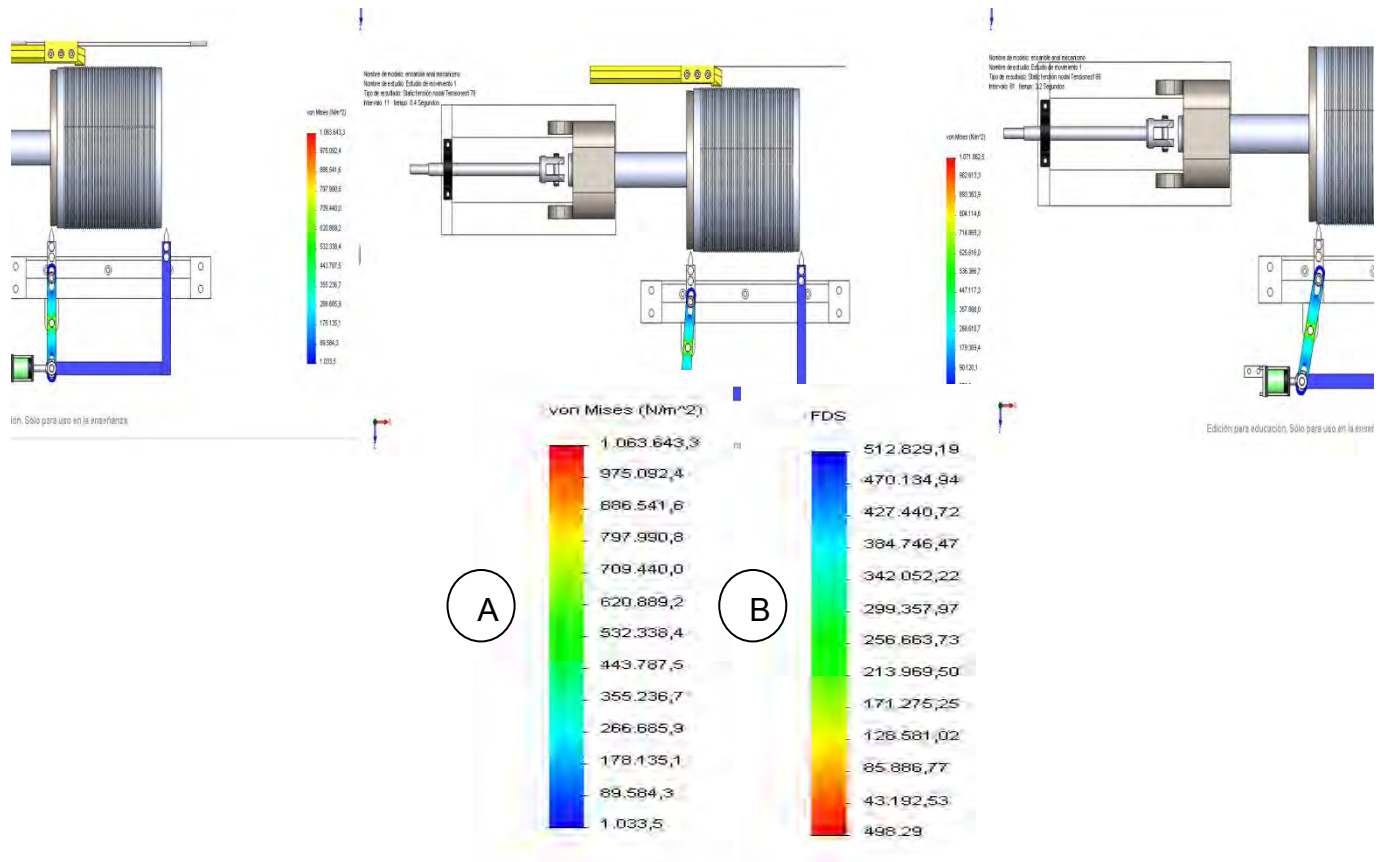
- Aceleración de la gravedad: 9806.65 mm/s^2 .
- Tamaño de la malla: 1.86.
- Material del cono móvil acero 1045 (propiedades adicionadas por SolidWorks).

Cuadro 6 propiedades del acero 1045

Límite elástico (N/mm^2)	Carga de rotura (N/mm^2)	Densidad (Kg/mt^3)
530	625	8000

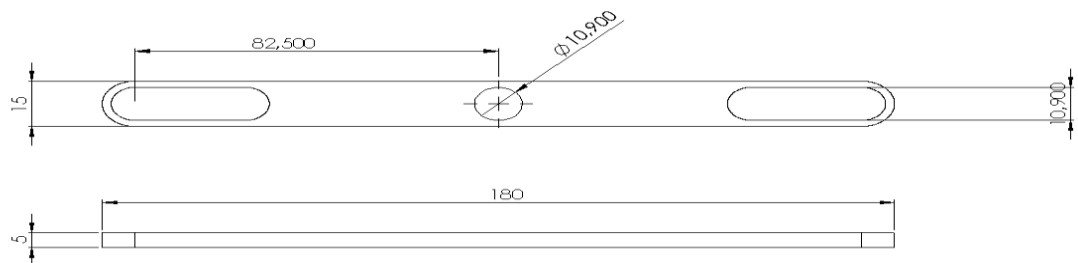
Fuente Solid Works

Figura 33. Segmento de secuencia dinámica de cálculo de esfuerzos mostrando el factor de seguridad (A) y la distribución de esfuerzos en la barra 1(B)



Se observa en la Figura 28 anterior que en la barra 1 su menor factor de seguridad en la simulación dinámica es de **489**, lo que significa que está muy por encima del sobre diseño, una vez verificado esto, se procede a reducir espesores y reducir el diámetro de los agujeros, quedando una barra con las nuevas medidas mostradas a continuación (figura 31):

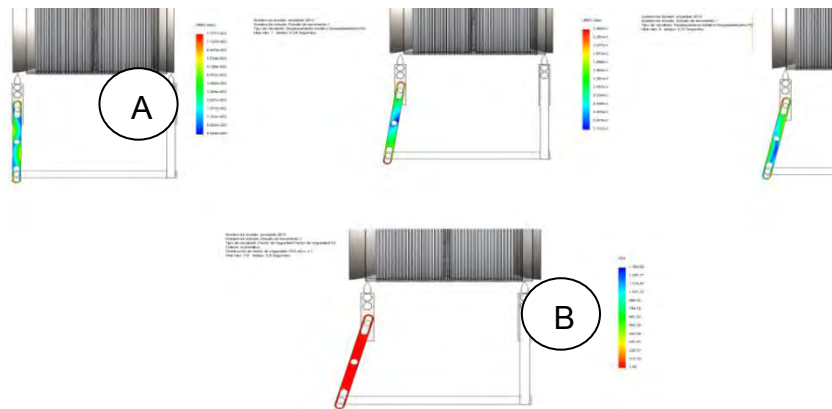
Figura 34. Medidas reasignadas a la barra1



Una vez hechas las anteriores modificaciones, se procede a simular con las mismas condiciones escritas anteriormente, arrojando como resultado las imágenes en secuencia de la (figura 32).

Según estas imágenes el menor factor de seguridad, está alrededor de **2**, lo que quiere decir que el objetivo de reducir material, se consiguió, aún sin necesidad de sacrificar la seguridad de trabajo de la pieza, la pieza no se seguirá modificando después de este último resultado, ya que hacerla más delgada se sale de los espesores que comercialmente hay. En la (figura 33) se observa la pieza sometida a fatiga, arrojando un valor de 4 sigue siendo segura.

Figura 35. Segmento de secuencia dinámica de cálculo de esfuerzos mostrando el factor de seguridad (A) y la distribución de esfuerzos en la barra 1 (B) modificada



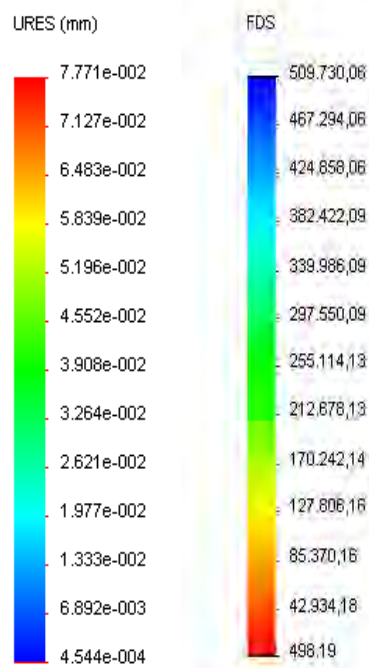
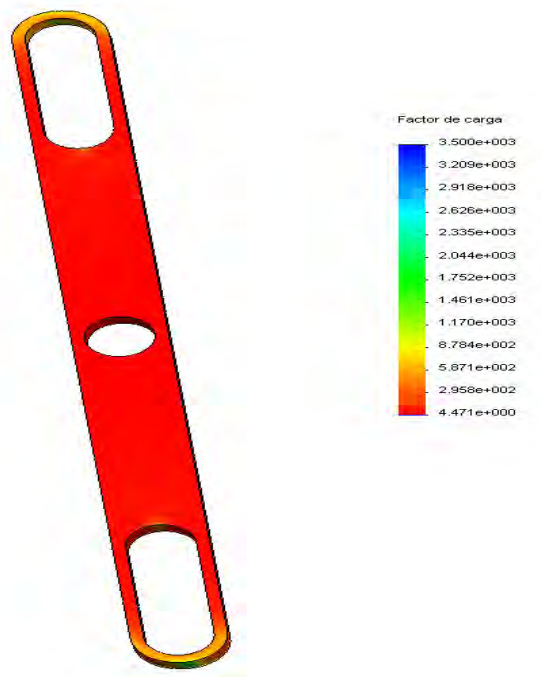
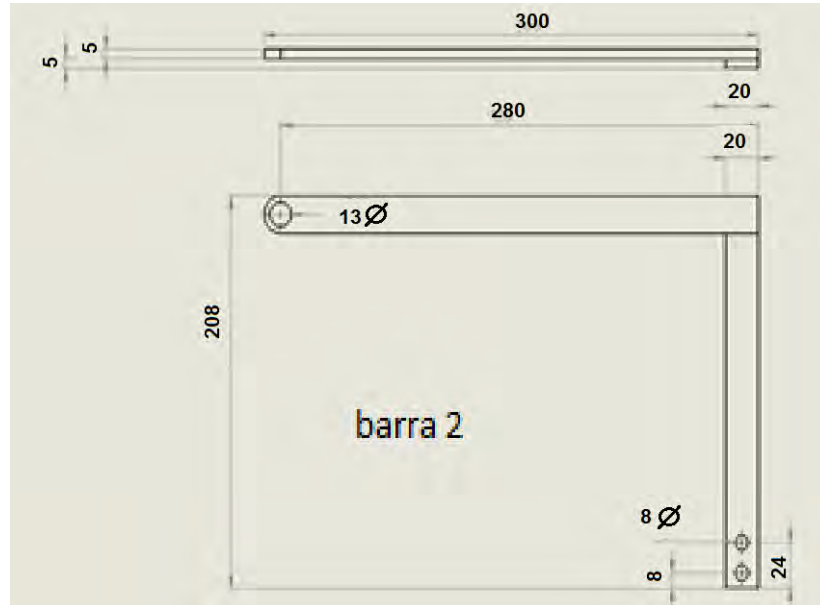


Figura 36. Barra 1 analizada bajo fatiga



8.3. CÁLCULO DE ESFUERZOS PARA LA BARRA 2.

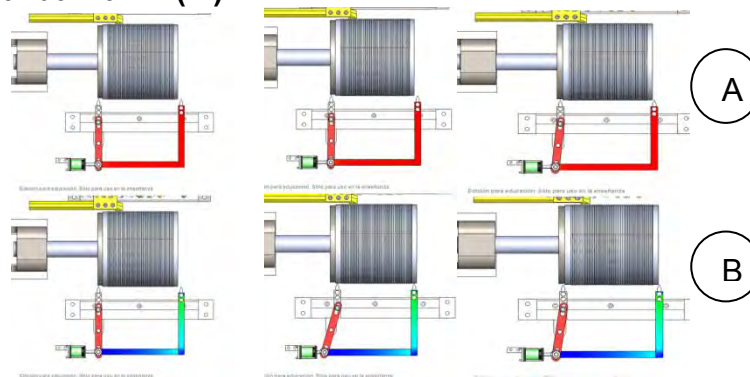
Figura 37. Medidas iniciales de la barra 2

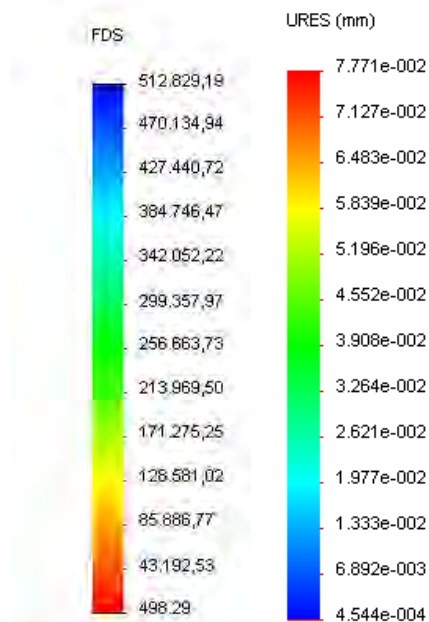


Las medidas asignadas inicialmente a la barra dos, se han asignado teniendo en cuenta las distancias que hay entre las puntas del rodillo y el mínimo recorrido que debe entrar el buril para quitar la rebaba.

Una vez montado el sistema, se coloca a correr con las mismas condiciones y el mismo material especificado para la barra 1, arrojando como resultado la Figura 35:

Figura 38. Segmento de secuencia dinámica de cálculo de esfuerzos mostrando el factor de seguridad (A) y la distribución de esfuerzos en la barra 2. (B)





Se observa pues que el mínimo factor de seguridad es de 39, éste es un valor alto para esta pieza indicando que la barra está sobredimensionada, también cabe anotar que en la gráfica de distribución de esfuerzos se observa como el momento generado por la palanca ejercida desde el inicio de la barra (vertical) hasta el final (sujeción de los dos tornillos), comienza a hacer efecto en el material concentrando así; la mayoría de esfuerzo en donde se ubican los dos tornillos, aun así bajo el análisis dinámico, se observa que las medidas iniciales son seguras. Hecho esto se procede a reasignar medidas a la barra 2 según la Figura 36

Figura 39. Medidas reasignadas para la barra 2.

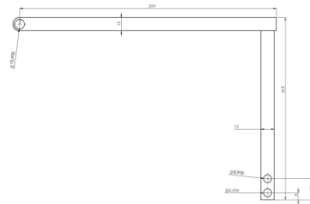


Figura 40. Segmento de secuencia dinámica de cálculo de esfuerzos mostrando el factor de seguridad y la distribución de esfuerzos en la barra 1 modificada

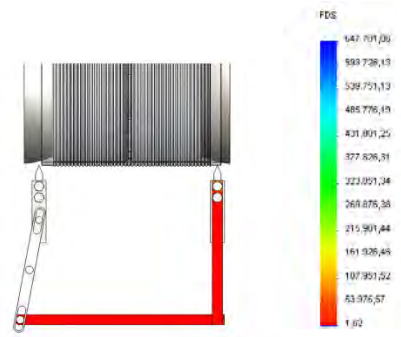
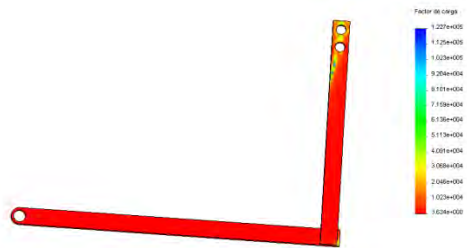


Figura 41. Barra 2 analizada bajo el módulo de fatiga de SolidWorks



Una vez ha corrido a la simulación dinámica con las modificaciones hechas, se observa que la concentración máxima de esfuerzos se ubica debajo del tornillo segundo (de arriba a abajo), aun así muestra un F_s mínimo de 19, las modificaciones siguen siendo seguras aún con la remoción del material.

9. DISEÑO DEL SISTEMA DEL PROCESO DE RECTIFICACIÓN

Después de una exhaustiva búsqueda de métodos para el proceso de rectificación de los rodillos, se optó por hacer una disposición de bloques uno encima del otro, de tal manera que un cilindro hidráulico empuje el bloque que está encima de el del inferior.

Las distancias están definidas por los mismos cubos, así que no se necesita sensores o finales de carrera para detener los vástagos una vez estén en la posición requerida, (aunque si se necesitan los sensores para saber en que instante están por el control). Cuando los vástagos cambian de sentido, paran en la distancia en la que se encuentran los topes para detenerlos.

Las guías son definidas por la geometría de una cola de milano, pues se basó en el diseño que tienen los tornos y con los que funcionan, las medidas se asignaron basadas en las guías del torno.

El primer bloque se ubicará sobre la guía que está atornillada a la mesa que sostiene la máquina, las guías están hechas en fundición gris, ya que deben ser de diferente material al de los bloques, esto es con el propósito de evitar la adhesión entre materiales.

El refrentado se hará en la parte A de la figura 39 y el rectificado del diámetro se hará en la parte B de la gráfica 39.

Figura 42. Medidas de longitud del rodillo extruido

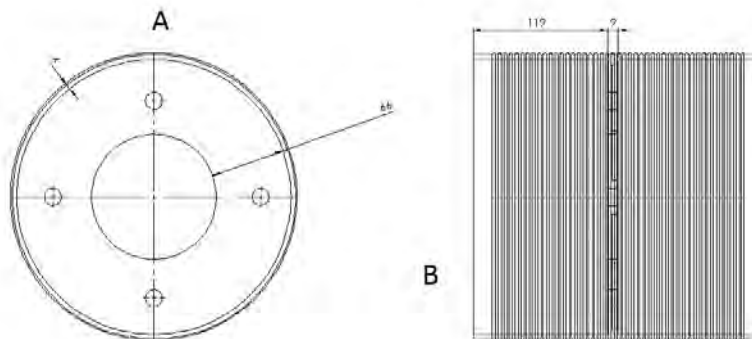
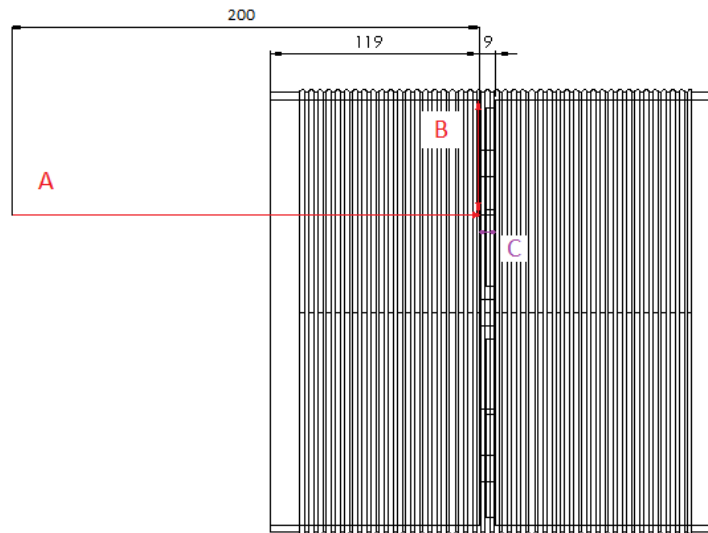


Figura 43. Recorrido al mecanizar la pieza



El recorrido que seguirá el buril a mecanizar se muestra en la figura 38, una vez el operario halla ubicado el rodillo y sujetado en las tenazas, el sistema de bloques se procede a acercar al rodillo para mecanizar, iniciando el recorrido A (figura 39). Terminado el acercamiento sigue el recorrido C (figura 39), para corregir el diámetro interno de la pieza, el cuál debe ser de 110 mm. Terminado el recorrido C, se procede a refrentar la superficie adyacente con una profundidad de al menos 0.1mm, las medidas están dadas de acuerdo a los ajustes mecánicos y tolerancias que se les ha dado a las piezas para que hagan tope en restricciones mecánicas y no por finales de carrera.

Los datos tomados del proceso mientras se mecaniza la pieza fueron tomados según se mostraban en la pantalla del torno tanto tiempo, como distancia recorrida, generando la siguiente tabla en los distintos pasos.

Cuadro 7. Distancia y tiempo recorrido por paso en mecanizado

	recorrido de B t(segundos)	LB(cm)	recorrido de A t(segundos)	LA(cm)	recorrido de C t(segundos)	LC(mm)
	14,52	66	5	20	0,2	9
	14,53	66	4,5	20	0,2	9
	15,02	66	6,32	20	0,2	9
	14,74	66	6,31	20	0,2	9
promedio	14,70	66	5,33	20	0,2	9

Como dato adicional, e ilustrativo, se realizó la medición de los movimientos y tiempos que implica la realización de la etapa de mecanizado en el rodillo expuestos en la **tabla 7**.

Se realizó bajo los parámetros que da el libro de procesos de manufactura de Groover.

El cálculo de la fuerza de corte. En cuanto al mecanizado de las piezas, este cálculo servirá más adelante para analizar los esfuerzos sobre el eje principal, las fuerzas Ft, y Fc son las mencionadas en la Figura 15.

Utilizando la siguiente secuencia de cálculos:

$$t_0 = 1e-4 \text{ mt}$$

$$t_c = 1e-4 \text{ mt}$$

$$R = 1$$

$$\alpha = 2.5$$

$$= 10$$

$$W = 5e-3$$

$$\tau = 8.7e6$$

$$R = \frac{T_0}{T_c} = \frac{0.1}{0.1} = 1 \quad (9)$$

$$= \text{atan} \frac{R \cos \alpha}{1 - R \sin \alpha} \quad (10)$$

$$= \text{atan} \frac{(1) \cos(2.5)}{1 - (1) \sin(2.5)} = 63.4 \quad (11)$$

$$F_t = \frac{\tau \cdot T_0 \cdot W \cdot \text{Sen}(-\alpha)}{\text{sen} \cdot \cos(+\alpha)} \quad (12)$$

$$F_t = \frac{(87e6) \cdot (1e-4) \cdot (5e-3) \cdot \text{Sen}(10-2.5)}{\text{sen}(63.4) \cdot \cos(63.4+10-2.5)} \quad (13)$$

$$F_t = 99.9 \quad (14)$$

$$F_c = \frac{\tau \cdot T_0 \cdot W \cdot \cos(-\alpha)}{\text{sen} \cdot \cos(+\alpha)} \quad (16)$$

$$F_c = \frac{(87e6) \cdot (1e-4) \cdot (5e-3) \cdot \cos(10-2.5)}{\text{sen}(63.4) \cdot \cos(63.4+10-2.5)} \quad (17)$$

$$F_c = 36.8 \quad (18)$$

$$F_r = \sqrt{F_c^2 + F_t^2} \quad (19)$$

$$F_r = 106.31 \quad (18)$$

Estos cálculos serán de utilidad para analizar los esfuerzos generados en el eje principal, el esfuerzo axial se desprecia, ya que el tiempo de mecanizado en esa parte es muy corto además que no es significativo para los cálculos.

9.1. BLOQUE BASE

El bloque base, es de acero 1045, pues es un acero relativamente económico con propiedades previamente mencionadas y posee propiedades mecánicas más altas que el acero 1020, sobre este bloque irá montado un cilindro de un recorrido que no sobrepase los 70 cm.

Figura 44. Ensamble de la guía, bloque base y cilindro hidráulico

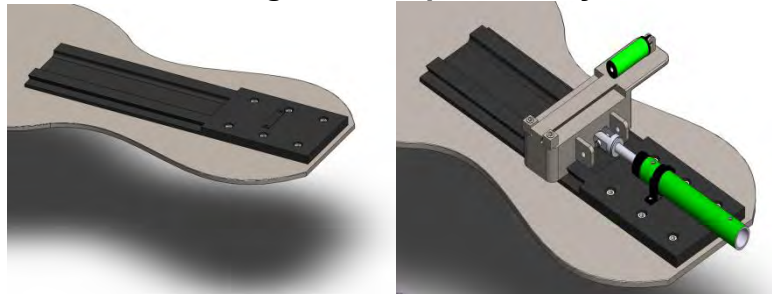
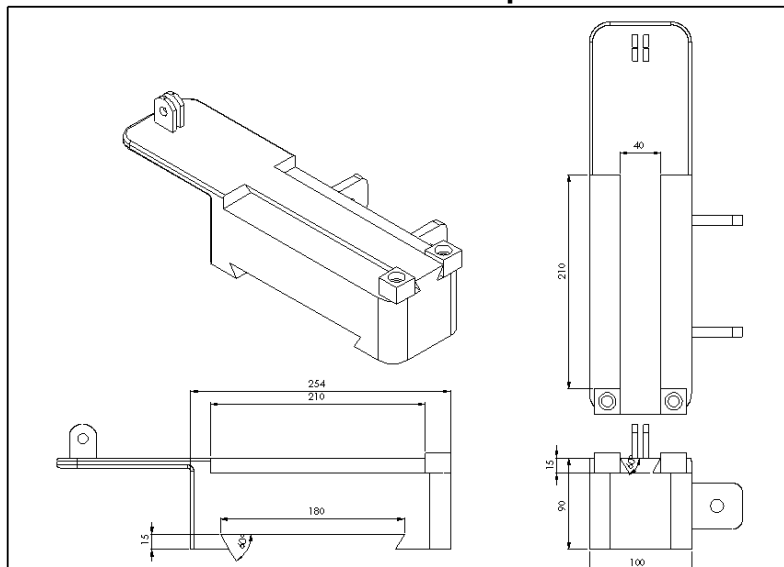


Figura 45. Plano de las medidas del bloque base



El bloque base, tiene un recorrido longitudinal de 186 mm, ésta es la distancia que hay desde el inicio de la guía base, hasta que el buril en el tope de la torre toca el

rodillo para comenzar a rectificarlo, el propósito de éste es acercar el ensamble al rodillo en el primer instante para hacer contacto con la superficie.

En la Figura 42 se observan las medidas del bloque, al final del recorrido se encuentran dos topes cuya función es detener el recorrido del vástago, estos topes son removibles para poder ensamblar el bloque medio con el bloque base.

9.2. BLOQUE MEDIO

Sobre la base se ubica el bloque medio, este debe hacer un recorrido transversal al rodillo, asegurándose que la cara quede plana y rectificando así la superficie. Para este procedimiento no es necesario ejercer una fuerza alta, pues la viruta que se espera arrancar es de menos de 1mm como se ha mencionado antes. Para ajustar la velocidad de avance del cilindro, se usara una válvula reguladora de caudal hidráulica y para regular la fuerza con la que llega a los topes se utilizara una válvula reguladora de presión.

Figura 46. Ubicación del bloque medio sobre el bloque base

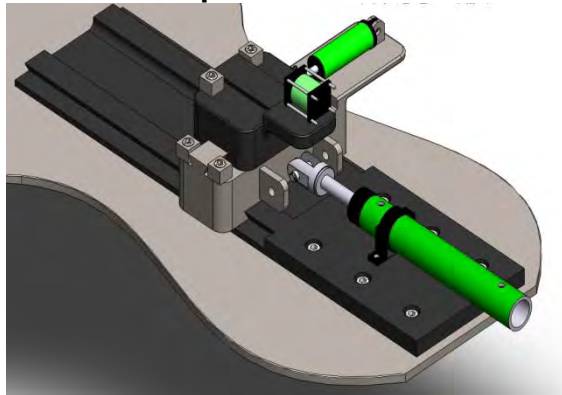
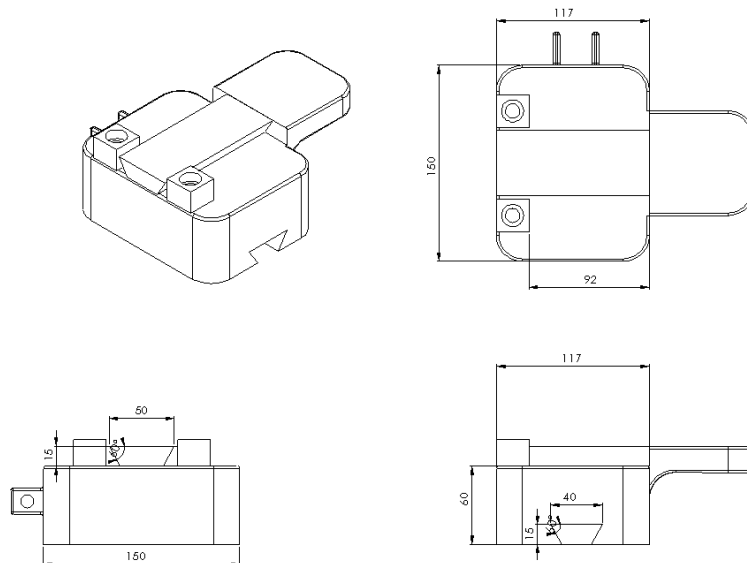


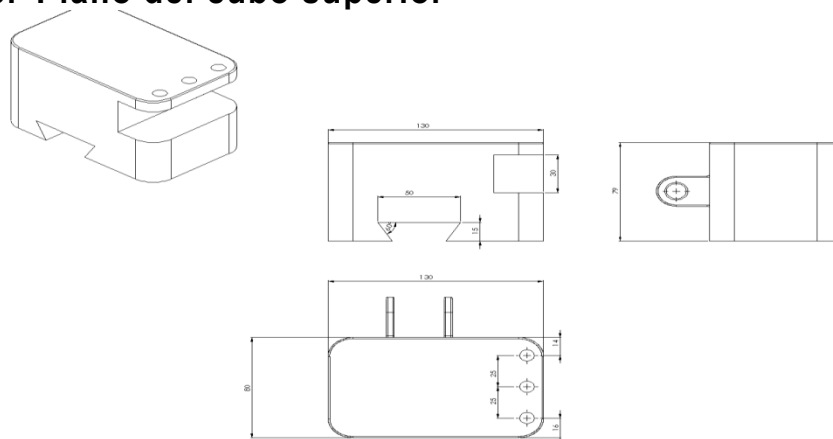
Figura 47. Longitudes del bloque medio.



Este bloque está construido en fundición para evitar la adherencia entre el bloque inferior y el superior, tiene una cola de milano en la cara superior y en la inferior y unos topes removibles para que pueda ensamblar con el bloque superior con las mismas medidas a los del cubo base, que como se ha mencionado antes detienen el avance una vez llega al final del cubo.

9.3. CUBO SUPERIOR

Figura 48. Plano del cubo superior



El cubo superior está diseñado para que en él se pueda ensamblar un porta inserto sujeto por tornillos que ejercen presión sobre este. El cubo tiene tres roscas para sujetarlo y un espacio de 32 cm, para que un porta insertos circular de 300 mm de longitud y 30 cm máximo pueda entrar en el cubo. Los porta insertos tienen distintas medidas al igual que las plaquitas para mecanizar. A manera de ejemplo, la Figura 46 muestra un porta insertos comercial con adaptación de plaquita en ángulo de 20° para mecanizar.

Figura 48. Diámetro 3/4" y longitud 32.51 cm



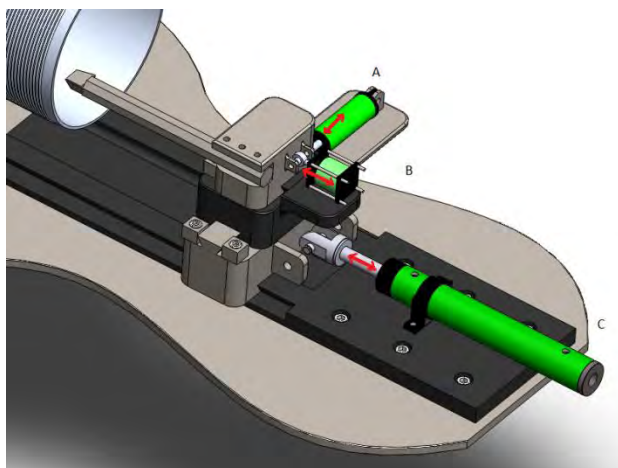
Fuente HERRAMEINTAS UNIVERSALES [en línea]: Phase III, 2012 [consultado el 10 de abril de 2013]. Disponible en Internet: <http://www.phase2venezuela.com>

En la **figura 48**, se observa la disposición en la que los cilindros deben estar sujetos y a que pieza. Cada cubo tiene un espacio para que se sujete uno de estos:

- En la guía va sujeto un actuador lineal de 260-270 mm, este empuja el cubo base para acercar la torre de cubos al rodillo.
- En el cubo base va sujeto un actuador lineal de 75-80 mm, este empuja el cubo medio para refrentar la cara interior del rodillo.
- En el cubo medio va sujeto un cilindro de 15-20 mm, este empuja el cubo superior para cilindrar el diámetro interior del rodillo.

Una vez termina este proceso, el operario puede abrir la tenaza para sacar la pieza y el proceso queda completo.

Figura 49. Ubicación del bloque medio sobre el bloque base y desplazamiento de los cilindros

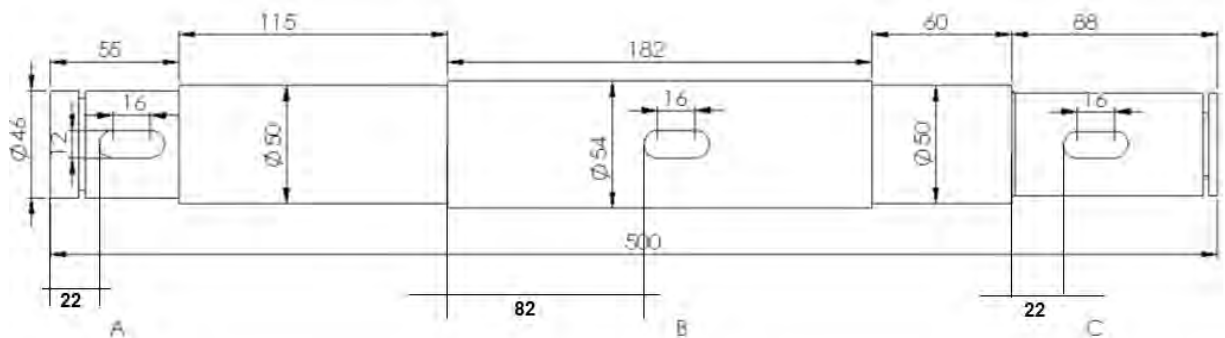


10. DISEÑO DEL EJE Y CÁLCULO DE ESFUERZOS

Inicialmente el eje se diseñó con la configuración geométrica según la (Figura 48), las medidas se tomaron con base en las medidas del eje del torno con el propósito de tener una base para modificar, y/o reducir medidas o geometrías de acuerdo a los análisis que se vayan haciendo conforme se avanza en el diseño, las ranuras que se observan en las esquinas del eje (Figura 48) son para sujetar piezas que están sometidas a un esfuerzo axial y no se salgan del sistema.

En la sección A (figura 16), se encuentra ubicada la copa que sujeta la pieza (después de ser limpiada). En la sección B, se ubica la polea que trasmite la potencia al eje, a una velocidad de 900 RPM, (velocidad que utiliza el operario para rectificar los rodillos) con la cual se dispone para trabajar y hacer los cálculos. En la sección C, se posiciona el cono para sujetar el rodillo a presión.

Figura 50. Diseño inicial del eje central, las tres cuñas tienen las mismas medidas



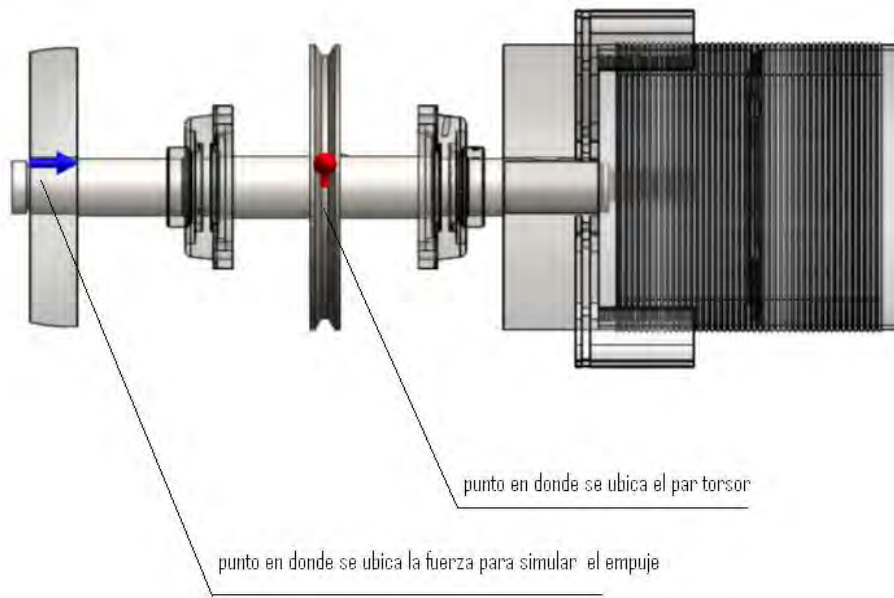
10.2. CONDICIONES PARA EL ANÁLISIS

Para el análisis se simplificó el ensamble de manera tal que solo estuviesen las chumaceras y las cargas que ejerceran fuerza sobre el eje una vez empiece a girar, el acero elegido para el eje es el **4140**, ya que es utilizado para piñones pequeños, tijeras, tornillo de alta resistencia, espárragos, guías, seguidores de leva, ejes reductores, cinceles. Es un acero medio carbono aleado con cromo y molibdeno de alta templabilidad y buena resistencia a la fatiga, abrasión e

impacto. Este acero puede ser nitrurado para darle mayor resistencia a la abrasión. Es susceptible al endurecimiento por tratamiento térmico.¹²

- La flecha azul de la **(figura 48)** la fuerza de **500N** que se supone ejercerá el cilindro hidráulico sobre la cara del cono tangencialmente, y la flecha roja es donde se ubicará el par torsor ejercido por el motor, esta figura es un esquema de cómo se simplificó el modelo para simular las cargas, haciéndolo correr de forma eficiente.

Figura 51. Aplicación de la fuerza y de la rotación en el sistema para el análisis del eje



- La flecha roja indica el sentido de rotación en el que girará el sistema (contra las manecillas del reloj a 900 RPM).
- aceleración de gravedad: 9806.65 mm/s^2 .
- Tamaño de la malla: 1.52.
- Material del cono móvil acero 1.8507 (34CrA2M0o5-10) (propiedades adicionadas por SolidWorks).

¹² www.sumiteccr.com

Tabla 2. Características de motor siemens

Potencia CP	Tipo	Catálogo Spiridon	Velocidad nominal RPM	Corriente nominal Amp 220V 440V		Corriente de arranque en % de la corriente nominal	Par nominal Nm	Par de arranque en % del par nominal	Par máx en % del par nominal	Factor de servicio	Peso neto aprox. Kg	Long. L mm
4 polos, base rígida (uso general)												
0.25	1RA30524YK31	1RA30524YK31	1 740	1.4	0.7	360	1.02	220	340	1.35	6.3	261
0.33	1RA30534YK31	1RA30534YK31	1 750	1.6	0.8	410	1.36	200	345	1.35	7.7	278
0.50	1RA30544YK31	1RA30544YK31	1 730	2.1	1.1	415	2.06	195	320	1.25	7.9	278
0.75	1RA30554YK31	1RA30554YK31	1 730	3.0	1.5	440	3.1	195	285	1.25	8.6	298

Fuente <http://www.siemens.com.mx> [consultado el 10 de abril de 2013]. Disponible en Internet: <http://industria.siemens.com.mx/Motores/Docs/Motores%20NNM.pdf>

- Fuerza ejercida en el eje aproximadamente 80N, Torque de 2.1 N.mt.
- El peso del rodillo y la copa del torno = 36.05 kilogramos (según los datos de SolidWorks, arrojados por la herramienta “calcular”).
- El cono indicado en la (figura20), tiene un peso de 14 Kg, ((según los datos de SolidWorks, arrojados por la herramienta “calcular”).

Cuadro 8. Características de motor siemens

Límite elástico (Mpa)	Carga de rotura (Mpa)	Densidad (g/cm ³)
650	900	7.85

Fuente: www.sumiteccr.com

10.2. CÁLCULO DE FUERZAS EN LA CORREA

Para saber las fuerzas que se generan en la correa se cuentan con los siguientes datos:

- Peso del motor (para tensión): 7.9 Kg
- Torque del motor: 2.06
- Radio de la polea mayor: 0.25 mt

Con el torque se halla la fuerza.

Para el cálculo de la distribución de fuerza de un lado de la correa con respecto al otro, se tiene la siguiente serie de calculos fueron tomadas de “DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE

DE ROZAMIENTO ENTRE CORREAS Y POLEAS” ¹³

¹³ http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseno-mecanico-1/practicas-1/ocw_practica3-1

$$T = Fd$$

$$F = T/d$$

$$F = 2.06/0.25$$

$$F = 8.24$$

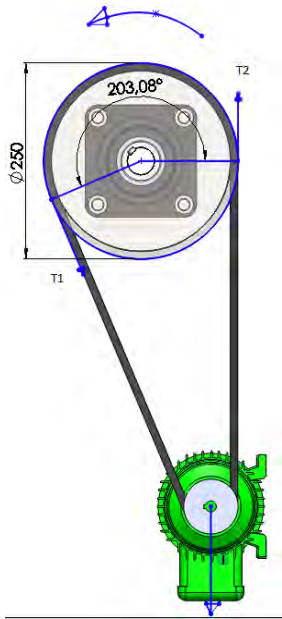
(19)
(20)
(21)
(22)

Tabla 1. Valores de coeficientes de fricción para correas

Material	Specification	Size, in	Minimum Pulley Diameter, in	Allowable Tension per Unit Width at 600 ft/min, lbf/in	Specific Weight, lbf/in ³	Coefficient of Friction
Leather	1 ply	$t = \frac{11}{64}$	3	30	0.035–0.045	0.4
		$t = \frac{13}{64}$	$3\frac{1}{2}$	33	0.035–0.045	0.4
	2 ply	$t = \frac{18}{64}$	$4\frac{1}{2}$	41	0.035–0.045	0.4
		$t = \frac{20}{64}$	6 ^a	50	0.035–0.045	0.4
		$t = \frac{23}{64}$	9 ^a	60	0.035–0.045	0.4
Polyamide ^b	F-0 ^c	$t = 0.03$	0.60	10	0.035	0.5
	F-1 ^c	$t = 0.05$	1.0	35	0.035	0.5
	F-2 ^c	$t = 0.07$	2.4	60	0.051	0.5
	A-2 ^c	$t = 0.11$	2.4	60	0.037	0.8
	A-3 ^c	$t = 0.13$	4.3	100	0.042	0.8
	A-4 ^c	$t = 0.20$	9.5	175	0.039	0.8
Urethane ^d	w = 0.50	$t = 0.062$	See	5.2 ^e	0.038–0.045	0.7
		$t = 0.078$	Table	9.8 ^e	0.038–0.045	0.7
		$t = 0.090$	17–3	18.9 ^e	0.038–0.045	0.7
	Round	$d = \frac{1}{4}$	See	8.3 ^e	0.038–0.045	0.7
		$d = \frac{3}{8}$	Table	18.6 ^e	0.038–0.045	0.7
		$d = \frac{1}{2}$	17–3	33.0 ^e	0.038–0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$		74.3 ^e	0.038–0.045	0.7

Fuente SHIGLEY-MISCHKE, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2012.

Figura 52. Dirección de rotación y ubicación espacial



Para conseguir las fuerzas que se generan en la correa los cálculos, se remitieron al diagrama de cuerpo libre de la posición de la polea con respecto a los ángulos de contacto de la transmisión. Esta ecuación se entiende como la relación de tensiones de una con respecto a la otra.

Se tiene por datos estimados aproximados entonces a:

Sección donde se ubica la polea:

$$\frac{T_2}{T_1} = e^{\mu\theta} \quad (23)$$

$$\theta = 203 \quad (24)$$

$$\mu = 0.7 \text{ (tabla 11)}$$

$$T_2 = 8.24 \quad (25)$$

$$T_1 = 130e-60 \quad (26)$$

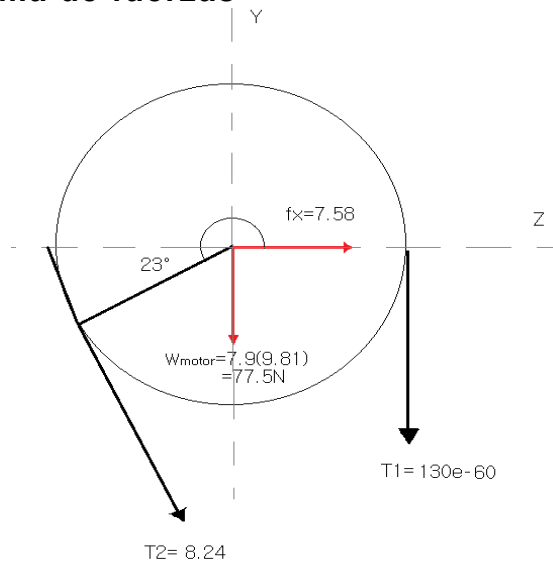
$$T_x = (8.24)\cos(23) = 7.58 \quad (27)$$

$$T_y = (8.24)\sin(23) = 3.2 \quad (28)$$

$$F_{\text{total en Y}} = W_{\text{motor}} + T_y + W_{\text{polea}} = 7.9(9.81) + 3.2 + 9.1(9.81) = 170 \quad (29)$$

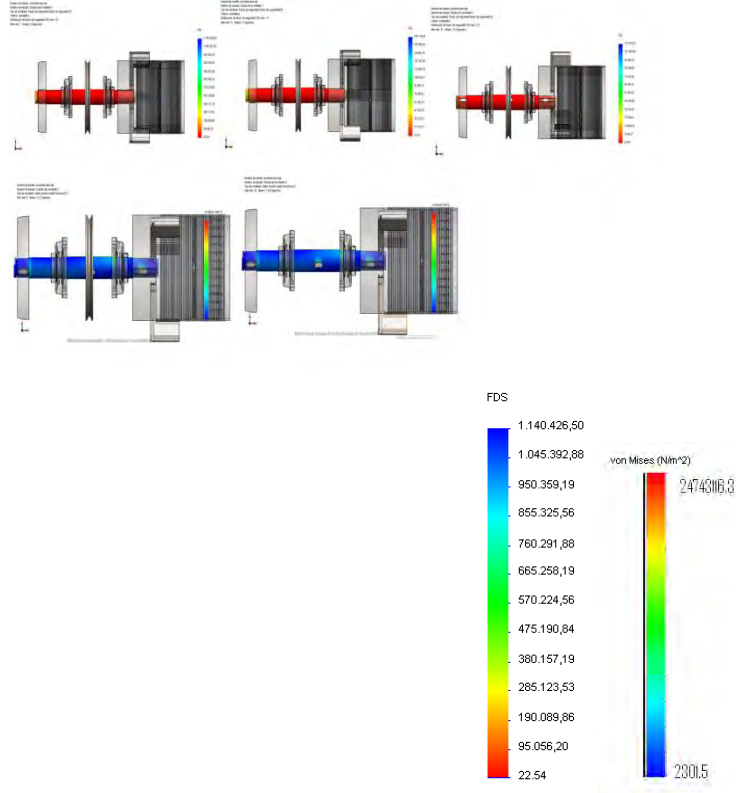
$$F_{\text{total en x}} = 7.58 \quad (30)$$

Figura 53. Diagrama de fuerzas



Una vez se terminada la simulación, se obtienen los siguientes resultados:

Figura 54. Resultados primera simulación del eje



Factor de seguridad mínimo durante la simulación: 17-23

Se nota que los mayores esfuerzos se generan en las cuñas y en las posiciones donde se generan las reacciones en el eje, donde los máximos esfuerzos son de $18\text{E}3 - 2\text{E}3 \text{ Pa}$.

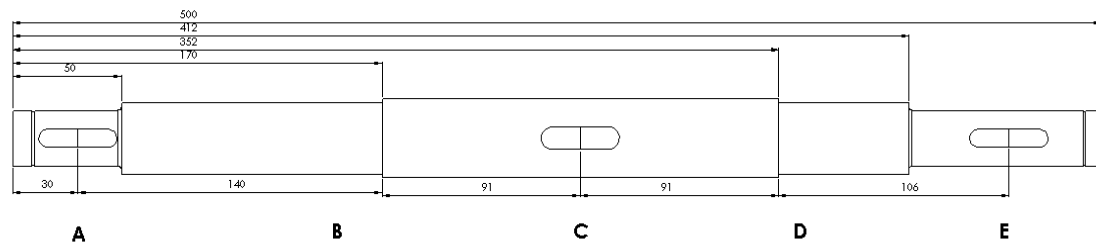
Aunque son valores buenos que indica que el eje es seguro, con las medidas actuales, se procederá a modificarlo con el propósito de reducir el material y diámetros del eje para optimizar su diseño.

Una vez determinados los resultados, se procede a reasignar medidas al eje para recalcular el diámetro mínimo, verificando las secciones críticas por un diagrama de momentos, recurriendo a cálculo por fatiga ya que el elemento va a estar en constante uso y altas velocidades.

Los datos que se tomaron en cuenta fueron:

- A) Peso del cono: 8 Kg = 78.5N
- B) Reacción 1
- C) Peso del motor + peso de la polea + Ty: 17Kg = 167N
- D) Reacción 2
- E) Peso de la copa de sujeción: 37Kg = 363 N
- Constante Torque: 2.06N.mt

Figura 55. Secciones del eje y medidas significativas



A continuación se procede al cálculo de las fuerzas aplicadas en el plano XY según SolidWorks

$$R_{by} + R_{dy} = 608.5N \quad (31)$$

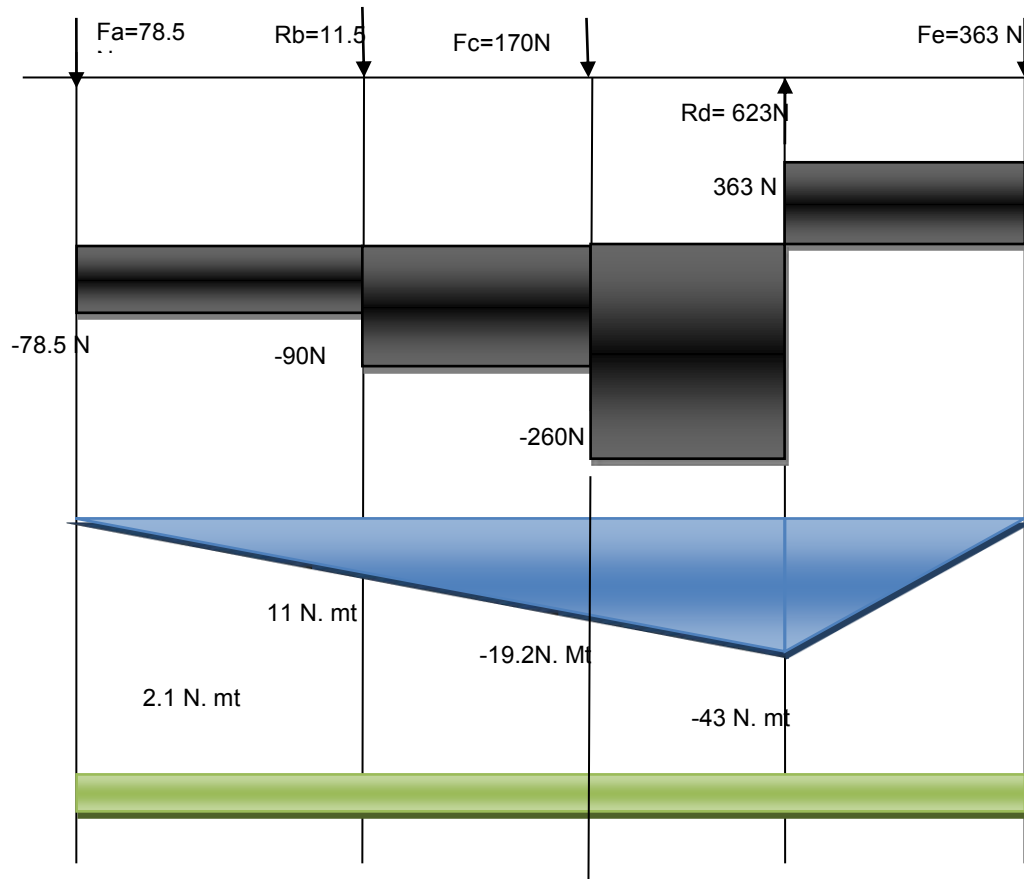
$$\sum M_{R1} = 0.14(78.5) + 0.09(170) + 0.182R_2 - 0.30(363) \quad (32)$$

$$R_{dy} = 623 \quad (33)$$

$$R_{by} + 611 = 623 \quad (34)$$

$$R_{by} = 11.5 \quad (35)$$

Figura 56. Diagrama de cuerpo libre, fuerzas cortantes, momentos flectores y torque en el plano XY



A continuación se procede hacer el cálculo de fuerzas en el plano XZ del eje.

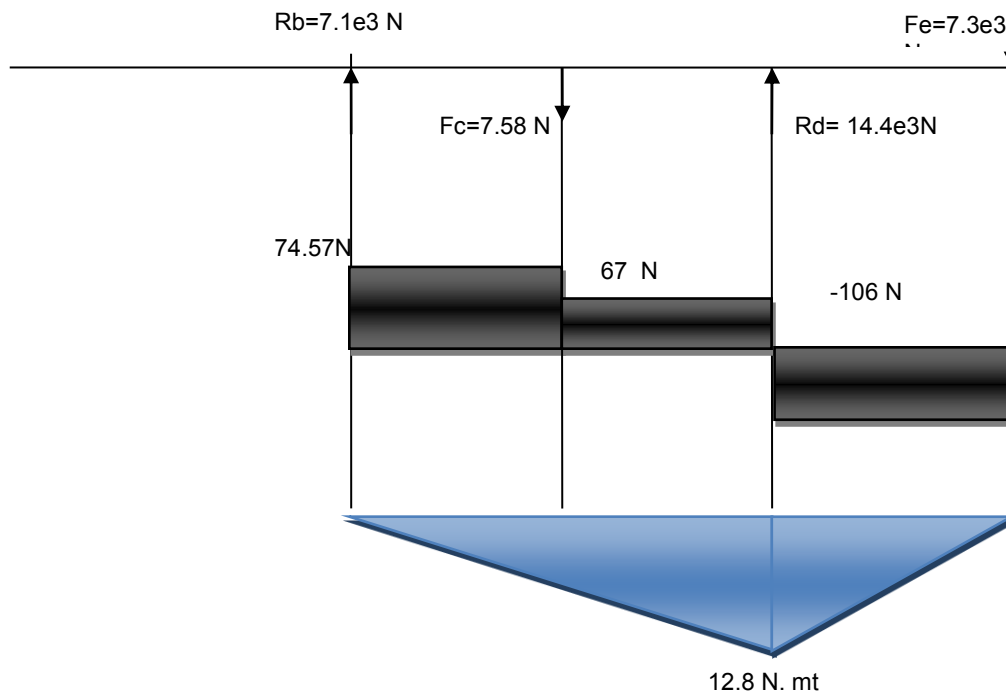
$$\sum M_{R1} = -0.091(78.5) + 0.182Rdz + 0.182R2 - 0.30(106.3) \quad (37)$$

$$Rdz = 173.3 \quad (38)$$

$$Rbz + Rdz = 98.73 \quad (39)$$

$$R1z = 74.57 \quad (40)$$

Figura 57. Diagrama de cuerpo libre, fuerzas cortantes, momentos flectores y torque



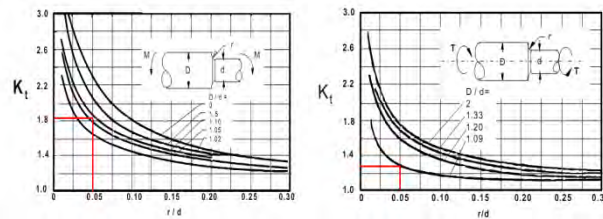
La sumatoria vectorial de los momentos de mayor magnitud da como resultado:

$$Mr = \sqrt{M1^2 + M2^2} \quad (41)$$

$$Mr = \sqrt{12.8^2 + 43^2} \quad (42)$$

$$Mr = 45 \text{ N.mt} \quad (43)$$

Figura 58. Coincidencias de concentrador de esfuerzos para cálculo por fatiga



Fuente SHIGLEY-MISCHKE, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2012.

$$\sigma = Kt \frac{32M}{\pi d^3} = (1.85) \frac{32(45)}{\pi d^3} = \frac{848}{d^3} \quad (44)$$

$$\tau = Kt \frac{16T}{\pi d^3} = (1.3) \frac{16(2.1)}{\pi d^3} = \frac{14}{d^3} \quad (45)$$

Cálculo de esfuerzos alternos

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{848 + 848}{2} = 1000 \quad (46)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{14 - 14}{2} = 0 \quad (47)$$

Cálculo de esfuerzos medios

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{14 + 14}{2} = 14 \quad (48)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{848 - 848}{2} = 0 \quad (49)$$

Máxima deformación de von mises para esfuerzos alternos.

Desarrollando la ecuación para los valores que se tiene de esfuerzos alternos.

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_{xy} + \sigma_y^2} \quad (50)$$

$$\sigma_a = \sqrt{0 - 0 + 848^2} \quad (51)$$

$$\sigma_a = 848 \quad (52)$$

Máxima deformación de von mises para esfuerzos alternos.

Desarrollando la ecuación para los valores que se tiene de esfuerzos alternos.

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_{xy} + \sigma_y^2} \quad (53)$$

$$\sigma_m = \sqrt{3}(17) \quad (54)$$

$$\sigma_m = 30 \quad (55)$$

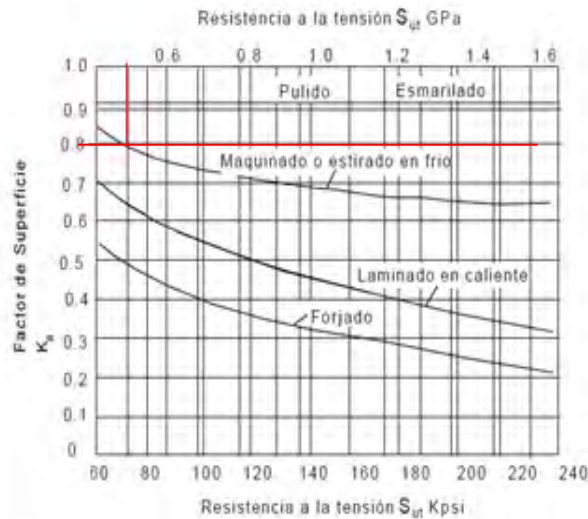
Para el cálculo del diámetro mínimo requerido para este eje, se asume un factor de seguridad de 2, teniendo en cuenta esto, se procede a calcular en la ecuación de Soderberg.

$$\frac{\sigma_a}{s_e} + \frac{\sigma_m}{s_y} = \frac{1}{F_s} \quad (56)$$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot (0.5 S_{ut})$$

$$K_a \text{ (factor de acabado de superficie)} = 0.8$$

Figura 59. Factor de superficie



Fuente SHIGLEY-MISCHKE, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2012.

Kb (factor de tamaño)= 0.65 (d= 25 mm)

FLEXIÓN Y TORSIÓN:

$$\left. \begin{aligned} K_b &= 1, & \text{si } d_e \leq 8 \text{ mm (0.3 in)} \\ K_b &= 1.189 d_e^{-0.097}, & \text{si } 8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm} \\ (K_b &= 0.869 d_e^{-0.097}, & \text{si } 0.3 \text{ in} < d_e \leq 10 \text{ in}) \\ K_b &= 0.6, & \text{si } d_e > 250 \text{ mm (10 in),} \end{aligned} \right\}$$

Kc (factor de confiabilidad)= 0.5

La confiabilidad (R) se tomó como 50% cuando no se especifica ningún valor.

Kd (factor de efectos de temperatura)= 1

- | | |
|--------------------------------------|--------------------|
| * 1.0 T £ | 450°C (840°F) |
| * 1 - 5.8*10 ³ (T - 450) | 450°C < T £ 550°C |
| * 1 - 3.2 *10 ³ (T - 840) | 840°F < T £ 1020°F |

$$\begin{aligned} \mathbf{Se} &= (0.8). (0.65). (0.5). (1). (0.5 (900e6)) \\ \mathbf{Se} &= 117e6 \text{ pas} \end{aligned}$$

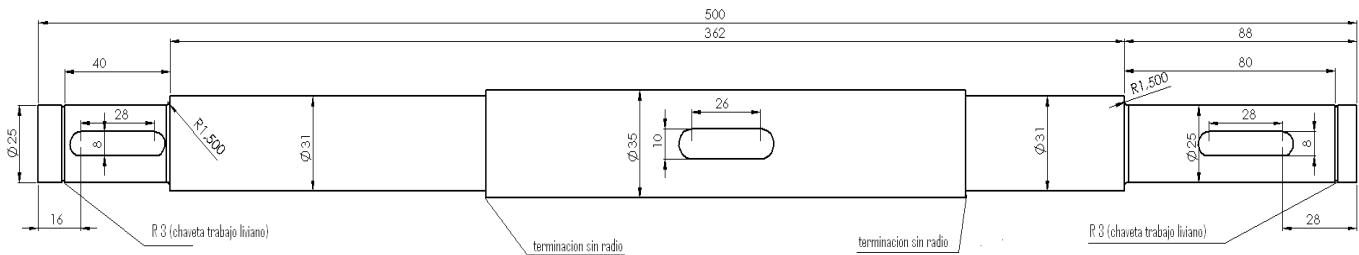
$$\frac{848}{d^3(117e6)} + \frac{30}{(650e6)d^3} = \frac{1}{2} \quad (57)$$

$$\sqrt[3]{(1.5) \left(\frac{848}{117e6} + \frac{30}{690e6} \right)} = d \quad (58)$$

$$\mathbf{D = 22.2 \text{ mm}}$$

El diámetro mínimo requerido para las condiciones de trabajo especificadas es de 22.2 mm, lo siguiente que se procede a hacer es simular el eje en SolidWorks, recurriendo a las mismas condiciones de simulación anteriores y modificando la geometría del eje.

Figura 60. Eje modificado según el diámetro mínimo calculado

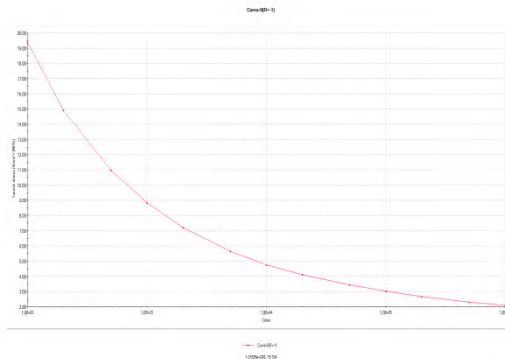


Fuente SolidWorks

10.3. DISEÑO TEÓRICO Vs. SIMULACIÓN.

En el diseño teórico se tomaron valores para el **S_u** , afectados por los concentradores de esfuerzos, adicionalmente se aplicó el criterio de Soderberg para el cálculo del eje por fatiga identificando la sección crítica de este y la máxima energía de disipación de Von Mises. Para el análisis a fatiga, se asignó hacer un estudio aplicando el criterio de Soderberg y una curva esfuerzo vida semi-logartimica, y para vida infinita.

Figura 61. Curva tensión Vs ciclos arrojada por SolidWorks según el comportamiento del material 4140 ASME



Fuente SolidWorks

Los resultados obtenidos se acercan al cálculo de factor de seguridad asignado $F_s=2$, en la gráfica se observa que el mínimo valor de factor de seguridad es 2.37, esto es debido a que el eje no tiene la mínima medida requerida para que sea exactamente un valor de 2, pues su diámetro menor es de 25 mm, lo que indica que los datos se asemejan a los cálculos con el software, las fuerzas se aplicaron tal cual como se describieron anteriormente en el modelo.

Figura 62. Distribución del factor de seguridad en el eje

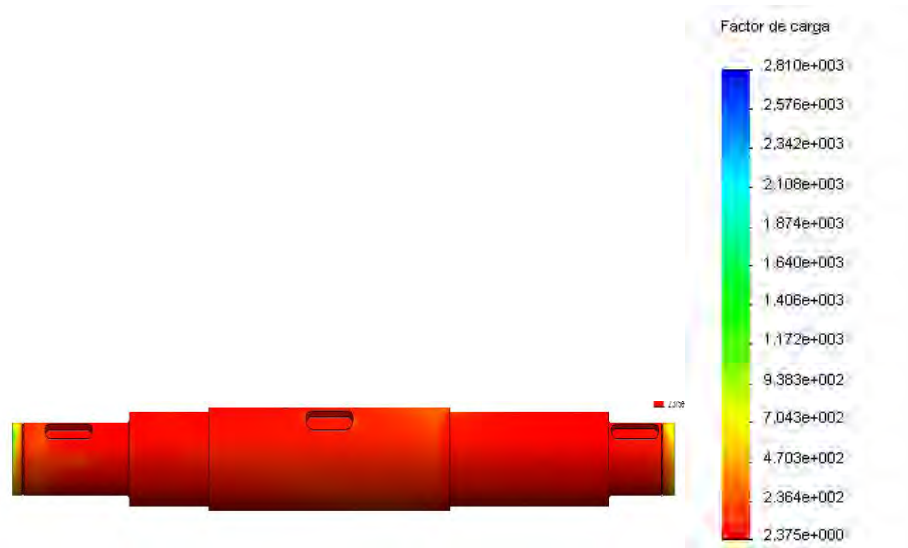


Figura 63. Vista en isométrico del ensamble

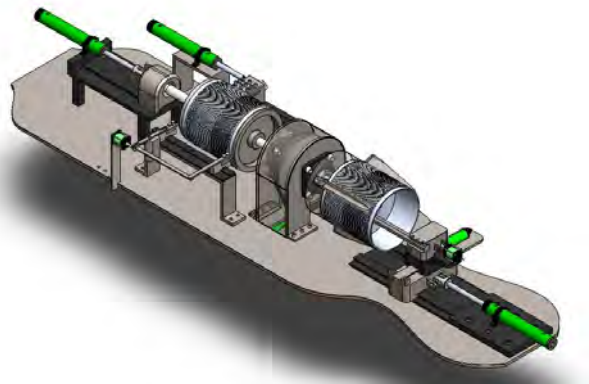


Figura 64. Vista en isométrico 2

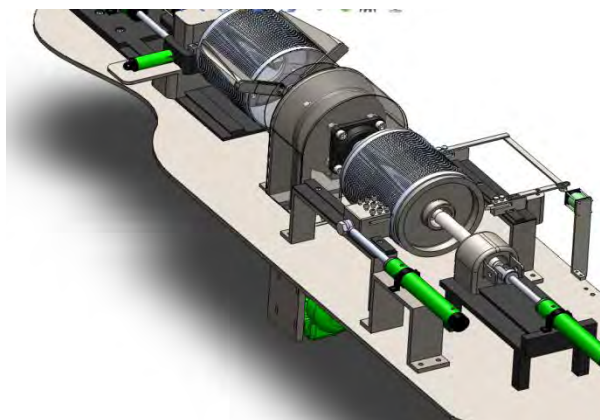


Figura 65. Vista lateral del ensamble

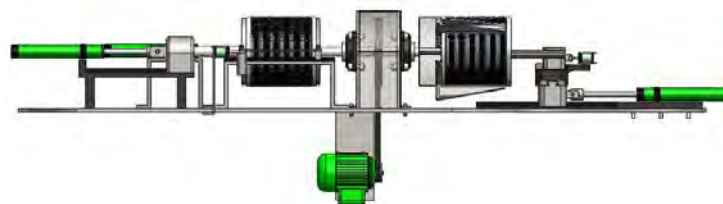
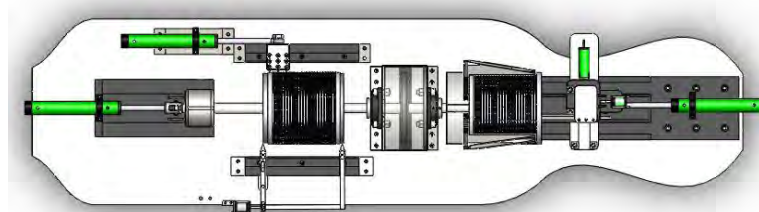


Figura 66. Vista superior del ensamble



11. CONCLUSIONES

- Se logró hacer un estudio de las posibles características mecánicas de todo el diseño, lo que incluye medidas estándar para la construcción según los planos, desplazamientos máximos y mínimos de los mecanismos que actúan en cada procedimiento, esfuerzos máximos con los que se contará a la hora de realizar el proceso productivo, y materiales a utilizar en la construcción.
- Se realizó el cálculo de las partes más críticas de la máquina, y en las cuales las posibles cargas podrían estar ubicadas, entre estos el eje central y las barras que conforman el mecanismo de limpieza externo.
- Los datos de los cálculos hechos por métodos clásicos no difieren de los cálculos hechos con método de elementos finitos, esto se puede observar en el cálculo del eje, pues el factor de seguridad es similar en ambos casos.
- Por último quedan los planos especificados y explicados según su ensamble, de tal manera que en el momento en que se decida construir la máquina el ensamble sea lo más explícito posible.

BIBLIOGRAFIA

Análisis de Elementos Finitos [en línea]: Revisión de la literatura del análisis por elementos finitos. Madrid, España: Wikipedia la enciclopedia libre, 2011 [en línea][consultado el 10 de marzo de 2011]. Disponible en Internet: http://es.wikipedia.org/wiki/An%C3%A1lisis_de_elementos_finitos

CATALOGO PLANSEE TIZIT, herramientas de corte para mecanizado [en línea]: [consultado el 12 de febrero de 2013] disponible en internet: http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/ingenieria/mecatronica/docs_curso/Anexos/TUTORIALcnc/DOCUMENTOS/TEORIA/HTAS%20DE%20CORTE%20PARA%20MECANIZADO%20DE%20ALUMINIO.pdf

Dr. ING GONZALO GONZALES REY, apuntes para el cálculo de transmisiones por correas en V, [en línea]: [consultado el 3 de agosto de 2012]. Disponible en internet: <http://es.scribd.com/doc/5696101/Calculo-de-correas-Industriales->

EL PROCESO DE DISEÑO MECANICO PROF. HECTOR ENRIQUE JARAMILLO, Proceso de diseño mecánico. (1: 1-15, agosto, 2012: Santiago de Cali, Colombia). Universidad Autónoma de Occidente, 2010. 30 p

GONZÁLEZ GARCÍA-JIMENEZ ALONSO-PÉREZ ÁLVAREZ, Victorino-Felipe-Javier. Análisis del proceso de diseño en ingeniería y estudio de estrategias metodológicas para su enseñanza. [En línea]. España. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid, 2002 [consultado el 23 de abril de 2012]. Disponible en internet: <http://adm.ing.unibo.it/ADM%20Ingegraf%202005/pdf/COMUNICACIONES%20ACERTADAS/D12.pdf>

GROOVER. M, Fundamentos de Manufactura Moderna, editorial Prentice Hall, 1997 [consultado el 12 de febrero de 2011]

MORALES NIEVES, Rosa Amalia. Aplicación de herramientas computacionales en el diseño y comportamiento mecánico de piezas plásticas [en línea]. Bolívar: Universidad Simón Bolívar, 2006 [consultado el 23 de abril de 2012].

PAEZ-GONZALEZ-VELASQUEZ-SCHWERDT, Oscar-Rubén-Mauro-Martin. Diseño de ingeniería en el nivel inicial de estudios de ingeniería mecánica en la u.t.n. [en línea]. Bahía Blanca: Universidad Nacional del Sur, 2004 [consultado el 23 de abril de 2012].

SHIGLEY-MISCHKE, Joseph Edward-Charles R., Diseño en Ingeniería Mecánica. Editorial McGraw-Hill, México, 1990. 883 p. [Consultado el 23 de abril de 2012].